

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

## **Únavová analýza tělesa armatury dle norem pro jaderné zařízení**

Fatigue Analysis of the Valve Body According to Standards for  
Nuclear Power Plants

Student:

Bc. Jakub Weinhold

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Fusek, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra aplikované mechaniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Weinhold**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Únavová analýza tělesa armatury dle norem pro jaderné zařízení**  
**Fatigue Analysis of the Valve Body According to Standards for Nuclear Power Plants**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zásady pro vypracování:

1. Seznámení s řešeným problémem
2. Výpočet tělesa armatury pomocí metody konečných prvků
3. Výpočet životnosti dle normovaných postupů
4. Zhodnocení výsledků

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] Lee, Y. Fatigue testing and analysis: theory and practice. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, c2005.
- [2] Shigley, J. E., Charles R. M., Richard G. B., Vlk, M., ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM. 2010. Překlad vvsokoškolských učebnic.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
Ing. Martin Fusek, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech získaných od firmy ARAKO spol. s r.o.

V Ostravě dne 21. 5. 2018

.....  
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomové práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. 5. 2018

.....  
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:            Jakub Weinhold

Adresa trvalého pobytu autora práce:    Branka u Opavy, Havlíčkova 73, 74741



## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Weinhold, J. *Únavová analýza tělesa armatury dle norem pro jaderné zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2018, 65 s. Vedoucí práce: Fusek, M.

Diplomová práce se zabývá metodikou hodnocení životnosti podle Normativně technické dokumentace - Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER vydané Asociací strojních inženýrů. Předmětem analýzy je těleso uzavírací armatury, které je vystaveno teplotám do 350 °C a tlakům do 20 MPa. Úvod obsahuje popis armatur a základní teorii únavy materiálu. Praktická část je věnována pevnostní analýze, výpočtu únavového poškození a zhodnocení dosažených výsledků.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

WEINHOLD, J. *Fatigue Analysis of the Valve Body According to Standards for Nuclear Power Plants: Master Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2018, 65 p. Thesis head: Fusek, M.

Master thesis is dealing with procedure of assessment of fatigue life according to Normative Technical Documentation - Strength Assessment of Equipment and Piping of WWER Type Nuclear Power Plants published by Association of Mechanical Engineers. Subject of analysis is a valve body, which is exposed to temperatures up to 350 °C and pressure up to 20 MPa. In first part of this work Valve and basic fatigue theory is described. Second part include strength analysis, fatigue damage calculation and assessment of achieved results.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>8</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>2 Armatury.....</b>	<b>12</b>
2.1 Základní parametry armatur .....	12
2.2 Klasifikace armatur podle funkce .....	13
2.2.1 Uzavírací armatury .....	13
2.2.2 Regulační armatury .....	13
2.2.3 Bezpečnostní armatury .....	14
2.2.4 Rozdělovače fází a filtry .....	14
2.3 Klasifikace armatur podle způsobu uzavření .....	14
2.3.1 Ventil .....	14
2.3.2 Šoupátko .....	15
2.3.3 Klapka .....	15
2.3.4 Kohout.....	15
2.4 Jaderná energetika .....	15
2.4.1 Okruhy jaderné elektrárny .....	16
2.4.2 Volba materiálů .....	17
<b>3 Technický popis vyhodnocované armatury.....</b>	<b>18</b>
3.1 Popis materiálových vlastností.....	19
<b>4 Úvod do únavy materiálu .....</b>	<b>21</b>
4.1 Historie .....	21
4.2 Mechanismus vzniku lomu .....	21
4.3 Wöhlerova křivka.....	22
4.4 Popis namáhání .....	22
4.5 Kumulace poškození.....	24
4.6 Přístupy řešení únavy .....	25
4.6.1 Napěťový přístup.....	25
4.6.2 Deformační přístup.....	26
4.6.3 Lineárně elastická lomová mechanika .....	29

4.6.4	Víceosá napjatost.....	29
<b>5</b>	<b>Postup výpočtu životnosti podle NTD .....</b>	<b>31</b>
5.1	Napjatost v tělese.....	33
5.2	Výpočet redukovaných napětí.....	34
5.3	Výpočet fiktivních napětí .....	35
5.4	Křivky životnosti .....	40
<b>6</b>	<b>Řešení životnosti armatury.....</b>	<b>43</b>
6.1	Zátěžné stavy armatury.....	43
6.2	Výpočet teplotních polí.....	45
6.2.1	Model pro výpočet teplotních polí.....	47
6.2.2	Okrajové a počáteční podmínky.....	49
6.3	Výpočet napětí .....	51
6.3.1	Model pro výpočet napětí .....	52
6.3.2	Okrajové podmínky .....	53
6.3.3	Síť konečných prvků.....	54
6.4	Výpočet poškození.....	57
6.5	Posouzení výsledků .....	60
<b>7</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>61</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>63</b>
	<b>Příloha A.....</b>	<b>65</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	$[m^2/s]$	Součinitel teplotní vodivosti
$b$	$[-]$	Exponent únavové pevnosti
$c$	$[-]$	Exponent únavové tažnosti
$C_L$	$[-]$	Součinitel vlivu zatížení
$c_q$	$[J/(kg \cdot K)]$	Měrná tepelná kapacita
$C_S$	$[-]$	Součinitel vlivu velikosti
$C_{SUR}$	$[-]$	Součinitel vlivu povrchu
$D$	$[-]$	Poškození
$E$	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu
$i_1$	$[MPa]$	První invariant napjatosti
$i_2$	$[MPa^2]$	Druhý invariant napjatosti
$i_3$	$[MPa^3]$	Třetí invariant napjatosti
$K$	$[MPa \cdot m^{1/2}]$	Faktor intenzity napětí
$L$	$[m]$	Délka
$m$	$[-]$	Exponent zpevnění
$m_e$	$[-]$	Exponent křivky životnosti
$m_p$	$[-]$	Exponent křivky životnosti
$n$	$[-]$	Počet cyklů
$N$	$[-]$	Dovolený počet cyklů
$N_f$	$[-]$	Počet cyklů do lomu
$n_N$	$[-]$	Součinitel bezpečnosti vůči počtu cyklů
$n_\sigma$	$[-]$	Součinitel bezpečnosti vůči napětí
$q$	$[W/m^2]$	Hustota tepelného toku
$R_m$	$[MPa]$	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	$[MPa]$	Smluvní mez kluzu
$R_{pe}$	$[MPa]$	Mez úměrnosti
$t$	$[^\circ C]$	Teplota
$t_f$	$[^\circ C]$	Teplota okolní tekutiny
$t_s$	$[^\circ C]$	Povrchová teplota
$T_\sigma$	$[MPa]$	Tenzor napjatosti
$Z$	$[\%]$	Kontrakce
$\sigma_h$	$[MPa]$	Horní napětí
$\sigma_{F,l}$	$[MPa]$	Fiktivní napětí v okamžiku $l$
$\sigma_F$	$[MPa]$	Fiktivní napětí
$\sigma_{FR}$	$[MPa]$	Lomová pevnost

$\sigma_T$	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]	Stefan – Boltzmannova konstanta
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_{aF}$	[MPa]	Amplituda fiktivního napětí
$\sigma'_c$	[MPa]	Korigovaná mez únavy
$\sigma_c$	[MPa]	Mez únavy
$\sigma'_f$	[MPa]	Koeficient únavové pevnosti
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí
$\sigma_p$	[MPa]	Skutečné napětí v okamžiku $p$
$\sigma_{red,l}$	[MPa]	Redukované napětí v okamžiku $l$
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	[MPa]	Normálové napětí
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$	[MPa]	Smykové napětí
$\epsilon_T$	[-]	Emisivita
$\epsilon_a$	[-]	Amplituda poměrné deformace
$\epsilon_{ae}$	[-]	Amplituda poměrné elastické deformace
$\epsilon_{ap}$	[-]	Amplituda poměrné plastické deformace
$\epsilon'_f$	[-]	Koeficient únavové tažnosti
$\phi_S$	[-]	Součinitel svarového spojení
$\Delta\sigma_{red,lp}$	[MPa]	Rozdíl redukovaných napětí v časových okamžicích $l$ a $p$
$\alpha$	[1/°C]	Součinitel teplotní roztažnosti
$\beta$	[-]	Součinitel
$\lambda$	[W/(m·K)]	Součinitel tepelné vodivosti
$\xi, \nu, \zeta$	[rad]	Směrové úhly
$\sigma$	[MPa]	Napětí
$\tau$	[s]	Čas
$\epsilon, \epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$	[-]	Poměrná deformace

# 1 Úvod

Únava materiálu je progresivní poškození, kterému v mnohých případech nepředchází žádné varovné projevy (změna tvaru, zaškrbení). Jedná se o mechanismus poškození, kterým je nutné se zabývat zejména v oblastech, ve kterých může porucha znamenat závažné bezpečnostní riziko.

Podmínkou vzniku únavového poškození je proměnlivé zatěžování. Například je známo, že při opakovaném ohýbání kovu či jiného materiálu dojde k jeho zlomení. Ke zlomení však dojde i v případě, že při tomto ohýbání nedojde k velkým deformacím a nebude překročena mez únosnosti materiálu. Ve skutečnosti je většina součástí vystavena proměnným zatížením. Mění se okolní podmínky působící na těleso, například tlak nebo teplota. V technické praxi je 80 - 95 % případů vzniku lomu přikládáno únavě materiálu.

Analýza životnosti může být využita při studiu vlivu různých parametrů na neomezenou případně plánovanou omezenou životnost nebo k přibližnému stanovení servisních kontrol. V některých případech musí výrobci prokázat spolehlivost výrobku po plánovanou dobu provozu výpočtem životnosti nebo musí přímo splňovat normy, které únavu materiálu zahrnují.

Tato diplomová práce se zabývá stanovením životnosti tělesa armatury (obrázek 1) určené pro využití v jaderné energetice, kterou vyrábí firma Arako spol. s.r.o. Armatury jsou důležitým prvkem potrubí jaderných elektráren. Pomocí armatur se řídí tepelné procesy a porucha může vést k nutnosti zastavení jaderné elektrárny nebo některého z jejích systémů. Kromě požadavku životnosti jsou další důležité faktory pevnost, těsnost a bezporuchovost. Výpočty životnosti jsou prováděny podle Normativně technické dokumentace vydané Asociací strojních inženýrů (dále NTD) [15], která je doporučená státním úřadem pro jadernou bezpečnost a splňuje veškeré závazné zákony, vyhlášky a předpisy. Kromě výpočtu pevnosti při cyklickém zatížení se zabývá také například výpočtem pevnosti při statickém zatěžování, vibracích nebo seizmických účincích.

Provozní podmínky armatur pro jadernou energetiku jsou uvedeny v normě NP - 068 - 05 [14]. Tento dokument obsahuje všeobecné technické podmínky určené pro konstruktéry armatur. Stanovuje podmínky pro provozování, konstrukci, výrobu, montáž.

Úvodní část práce se věnuje armaturám, základní teorii únavy materiálu a metodice posouzení životnosti podle Normativně technické dokumentace [15]. Praktická část zahrnuje pevnostní analýzu armatury, výpočet únavového poškození a zhodnocení dosažených výsledků.



*Obrázek 1 Uzavírací armatura*

## 2 Armatury

K dopravě tekutin, ale i směsí pevných částic či předmětů slouží potrubí. Přepravovaná látka je v literatuře známá pod názvem pracovní látka, pracovní médium nebo jen médium. V mnoha případech není účelem potrubí transportovat materiál z jednoho místa na druhé, ale přenést tlakovou a tepelnou energii (elektrárny, hydraulická zařízení apod.), která je vázaná s médiem. Potrubní systém je tvořen trubkami, kterými proudí médium, tvarovými prvky (ohyby, tvar T a Y pro rozdělení proudu). Dále podpěrami, kotvicími prvky, izolacemi, kompenzátory vyrovnávající teplotní roztažnost a dalšími nezbytnými prvky. Spojení jednotlivých částí potrubí může být rozebíratelné (šroubové, přírubové, hrdlové) nebo nerozebíratelné (svařované, lisované). Potrubí je možné kategorizovat podle účelu, velikosti tlaku pracovního média, druhu spojení, umístění a v neposlední řadě materiálu, ze kterého je vyrobeno.

Armatury jsou důležitou součástí každého potrubního systému. Jsou spojena s potrubím nebo s nátrubky jiných zařízení (například tlakové nádoby). Slouží k řízení toku tekutiny. Toho je docíleno změnou plochy průřezu průtoku v armatuře.

### 2.1 Základní parametry armatur

Parametry armatury je soubor údajů, které určují provozní limity, konstrukční provedení a funkci armatury. Obecně je lze rozdělit do dvou skupin. Parametry provozní a konstrukční.

Základním konstrukčním parametrem je jmenovitá světlost označovaná jako DN (diameter nominal). Stanovuje vnitřní průměr potrubí, ke kterému se armatura upevňuje. Hodnoty jmenovitého průměru jsou normované (např. ČSN EN ISO 6708). Jmenovitá světlost je volena s ohledem na požadovaný průtok kapaliny. Stanovuje se tak, aby splňovala požadované provozní parametry při minimálních cenových nákladech za materiál, montáž, provoz a údržbu. [6]

Mezi další konstrukční parametry se řadí rozměry armatury (délka, výška, šířka) a způsob připojení k potrubí (tvar úkosů pro přivaření, nebo rozměry přírub s počtem a polohou otvorů pro šroubové spojení).

K provozním parametrům patří hodnoty tlaků a teplot pracovní látky, průtok určující výkon armatury, korozní či chemická odolnost, typ pohonu, doba otevření a uzavření armatury [1]. Jmenovitý tlak PN (pressure nominal) označuje normalizovaný soubor pracovních tlaků přepravované tekutiny při dané pracovní teplotě (ČSN 13 0010). Hodnota jmenovitého tlaku PN vyjadřuje desetinásobek nejvyššího pracovního tlaku při dané teplotě,



při kterém je možné armaturu či potrubí trvale provozovat. Jmenovitý tlak PN udává rovněž zkušební tlaky a teploty, při kterých je testovaná těsnost a pevnost. [6]

## **2.2 Klasifikace armatur podle funkce**

Armatury se řadí do kategorií na základě funkce, konstrukčního provedení, materiálu či způsobu pohonu. Další dělení je možné například podle způsobu připojení k potrubí (přírubové, svařované). Proudění armaturou je řízeno pomocí uzávěru (polohovatelná součást), který dosedá do sedla.

Nejčastější klasifikace je podle funkce, která se od armatury očekává. Patří zde uzavírací, regulační, bezpečnostní, filtry, odváděče nežádoucích kondenzovaných látek.

### **2.2.1 Uzavírací armatury**

Jedinou funkcí je umožnit průtok, nebo mu zcela zamezit. Tyto armatury mají dvě polohy, otevřeno a zavřeno. I když existuje možnost regulace průtoku, nejsou k tomuto navrženy a regulace je u nich pouze vedlejší funkce. Tyto typy armatury jsou nejvíce používány. Jejich podíl je 80% ve srovnání s ostatními armaturami. Mimo jiné se zde řadí také armatury ke kontrole hladiny v nádobách, k odebírání vzorků, dále armatury vypouštěcí a odvzdušňovací.

Požadavkem u těchto armatur je spolehlivost uzavření a těsnost. Spolehlivého uzavření je docíleno vyvozením dostatečné síly při ručním ovládání nebo pomocí zpětné kontroly při použití dálkového pohonu (například vizuální kontrola, signál koncového spínače nebo snímač polohy).

Těsnost je velmi důležitým parametrem, který je ověřován experimentálně a míra netěsnosti musí splňovat příslušnou normu (v České republice je to norma ČSN 13 3060).

Některé uzavírací armatury se vyznačují členitou konstrukcí. Mění se v nich směr průtoků i průtočná plocha. Proto důležitým parametrem je průtoková charakteristika, která vyjadřuje závislost tlakové ztráty na průtoku.

### **2.2.2 Regulační armatury**

Na rozdíl od uzavíracích armatur jsou určeny k regulaci průtoku a parametrů pracovní látky (teplota, tlak). Reguluje se průtok, ale i tlak nebo hladina. Můžou být ovládány jak ručně tak jiným druhem pohonu (nejčastěji elektrický). Armatury nevyžadující vnější zdroj energie k regulaci se nazývají automatické (fungují například na principu pružiny).

### **2.2.3 Bezpečnostní armatury**

Chrání zařízení před nebezpečnými stavy pracovní látky, které jej můžou poškodit. Patří zde zejména rychločinné (rychlé otevření, uzavření), zpětné (brání změně směru toku) a uzavírací armatury.

Zatímco pojistné armatury se při havarijním stavu otevírají a dochází k vypouštění látky, ochranná armatura se uzavírá a oddělí tak chráněnou oblast.

### **2.2.4 Rozdělovače fází a filtry**

Rozdělovače fází představují takzvané nejčastěji zařízení určená k odvádění kondenzované látky. Slouží k rozdělení fází pracovní látky (voda, pára). Jedná se o automatické armatury určené k odvádění kondenzátů.

Filtry armatury, jejichž cílem je zabránit průtoku nežádoucích látek, částic či předmětů (často obsahuje síto s různou velikostí otvorů).

## **2.3 Klasifikace armatur podle způsobu uzavření**

K regulaci či přerušení toku slouží uzávěr. Jedná se o součást nebo skupinu součástí, které jsou pohyblivé. Uzávěr se polohuje vůči sedlu. Při dosednutí dojde k zamezení průtoku a armatura je uzavřena. Následující kategorie armatur se rozlišují v závislosti na způsobu přerušení proudu, způsobu pohybu uzávěru v armatuře a jeho tvaru.

### **2.3.1 Ventil**

K zamezení průtoku dochází v důsledku dosednutí na sebe nejčastěji kuželových ploch uzávěru a sedla. Proto se v tomto případě uzávěru říká kuželka. Pro ventily je typický pohyb uzávěru ve směru proudící látky. Ventily můžou být uzavírací, regulační i bezpečnostní armatury. Zpětné ventily umožňují průtok v jednom směru (fungují jako zpětné klapky), kdy kuželka je při nežádoucím směru proudění tlačena do sedla pružinou.

Ventily se vyrábějí pro nízké i vysoké tlaky. Vyznačují se dobrou těsností. Pro nejvyšší tlaky se však vyrábějí jen pro omezené světlosti. Mají vysokou tlakovou ztrátu, jelikož obsahuje členitou konstrukci, kde se mění velikost průtočné plochy i směr proudění. Bývají často v provedení s vlnovcovou trubkou, což bývá součást, která je přivařena k armatuře a uvnitř které se nachází vřetenem (nedochází tak k netěsnosti mezi pohyblivým vřetenem a okolím).

### 2.3.2 Šoupátko

Princip uzavření je přímočarý vratný pohyb uzávěru (deskový tvar) kolmo na směr proudění pracovní látky. Jsou určené pro nejvyšší světlosti. Čím větší je světlost, tím nižší jsou tlakové ztráty. Existuje více variant konstrukcí, které ovlivňují těsnící vlastnosti. Rovněž vřetenem se může při otevírání a zavírání armatury buďto posouvat, nebo jen otáčet a posouvá se neotáčející matice uzávěru. Můžou být také rychločinná pro zajištění rychlého uzavření. Paralelní šoupátko má rovnoběžné těsnící plochy uzávěru, který je jedno nebo dvou deskový. Klínové na rozdíl od paralelního má těsnící plochy pod určitým úhlem a pružným klínem pro zajištění lepší těsnosti.

### 2.3.3 Klapka

Uzavěr má tvar talíře a otáčí se okolo osy ležící v úrovni středu talíř nebo rovnoběžně s tímto středem. Výhodou jsou malé rozměry armatury.

Vyrábějí se také zpětné klapky, které zabraňují opačnému proudění v potrubí tím, že se uzavřou vlivem působení tlaku tekutiny při jeho změně směru. Lze je také použít jako uzavírací armaturu.

### 2.3.4 Kohout

Uzavěr je rotační těleso, které se otáčí kolem vlastní osy. Průtok je zajištěn skrz otvor v uzávěru. K uzavření tak dojde při pootočení o 90°. Uzavěr je buď kužel, nebo koule. Můžou být též vícecestné pro řízení průtoku více trubkami. Obsahují více otvorů, které natáčením umožňují nebo zabraňují průchodu tekutiny danou cestou.

## 2.4 Jaderná energetika

Elektrárny jsou komplexní zařízení zajišťující výrobu elektrické energie. V elektrárně dochází k uvolňování tepelné energie, která se dále přeměňuje na mechanickou a elektrickou. Potrubí v elektrárnách zajišťuje přepravu tepla mezi jednotlivými zařízeními a také je součástí podpůrných systémů elektrárny. Celková délka potrubí jaderné elektrárny se počítá v tisících kilometrech.

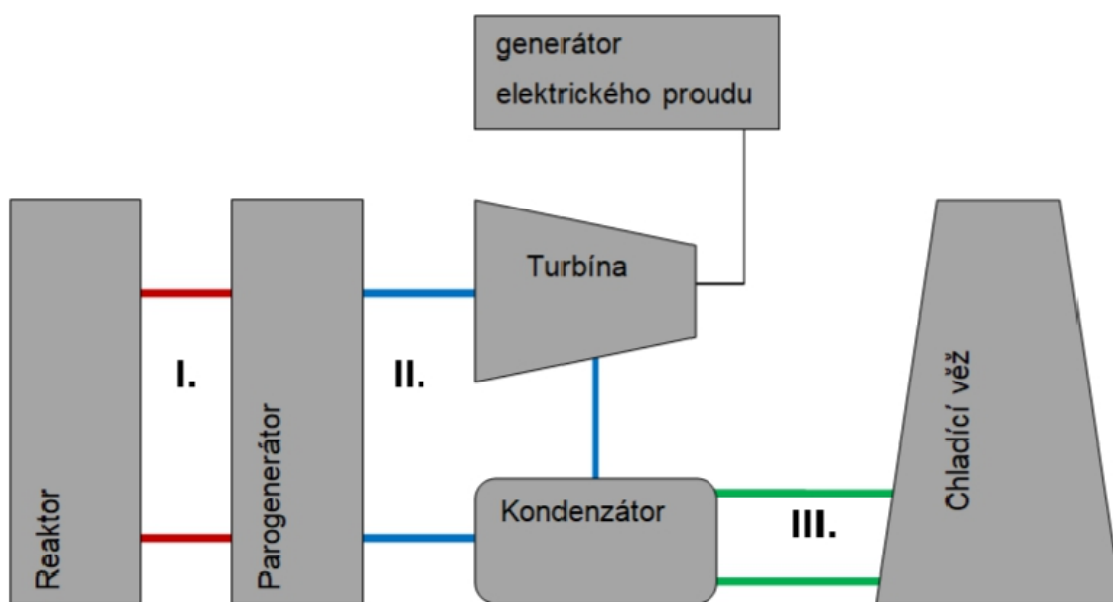
Na armatury jsou kladeny vysoké nároky. Z důvodů spolehlivosti se mnohé ventily a šoupátka zdvojují. Používají se sériové, průmyslové armatury i speciální armatury vyvinuté speciálně pro jaderné elektrárny.

Hlavní požadavky na armatury jsou pevnost a tuhost, zaručující schopnost snášet předepsané zatížení (tlaky, síly, kroutící momenty). V závislosti na pracovní látce se

požaduje korozní odolnost. Armatura musí být těsná vůči vnějšímu prostředí i vůči protékající látce uvnitř armatury při jejím uzavření. Životnost armatury zaručuje schopnost plnit svou funkci minimálně po celou stanovenou dobu provozu. Armatura se musí otevírat a uzavírat s požadovanou rychlostí, být vybavená záložním ručním pohonem, ukazatelem polohy uzávěru či snímačem koncových poloh. Provoz je prováděn minimálními vibracemi a hlukostí. Spoustu dalších požadavků musí být splněno a každá armatura se pro daný účel velmi pečlivě vybírá.

### 2.4.1 Okruhy jaderné elektrárny

Jaderná elektrárna se skládá ze tří okruhů, viz obrázek 2. Každý okruh má svoje specifické podmínky a v závislosti na daném okruhu jsou kladeny různé požadavky na zařízení a tím pádem i na potrubní systémy a armatury. V jaderném reaktoru se uvolňuje teplo, které se odvádí do parogenerátoru hlavním cirkulačním potrubím, které představuje primární okruh. V parogenerátoru je teplo z primárního okruhu předáno do sekundárního. Potrubí jsou oddělená a neprobíhá mezi nimi výměna tekutin, pouze tepla. Tepelná energie páry z parogenerátoru se přemění na kinetickou energii v turbíně a následně na energii elektrickou v generátoru. Pára na výstupu z turbíny kondenzuje v kondenzátorech, kde je ochlazována chladicí vodou terciálního okruhu a v kapalném stavu je dopravována zpět do parogenerátoru.



- I. Primární okruh
- II. Sekundární okruh
- III. Terciální okruh

Obrázek 2 Schéma okruhů jaderné elektrárny

## 2.4.2 Volba materiálů

V převážné většině aplikací jaderných elektráren v daných okruzích, zobrazených na zjednodušeném schématu (obrázek 2), se používá ocel jako hlavní materiál pro výrobu armatur. Ocel má vysokou pevnost a technologičnost. Je dobře zpracovatelná obráběcími technologiemi a zaručuje svažitelnost. Existuje několik typů ocelí se specifickými vlastnostmi, jako tepelná odolnost, korozní odolnost. Jsou chemicky a tepelně modifikovatelné (kalením, žíháním, popouštěním) za účelem dosažení lepších vlastností (otěruvzdornosti, tvrdosti, pevnosti). V případě radioaktivní proudící látky musí být materiál odolný vůči mycím a dezaktivacím prostředkům. Chemické vlastnosti se odvíjí od přepravované pracovní látky a od vlivu okolního prostředí. Používají se oceli uhlíkové, legované a nerezové. Limitujícím faktorem pro výběr materiálu je také maximální přípustná provozní teplota.

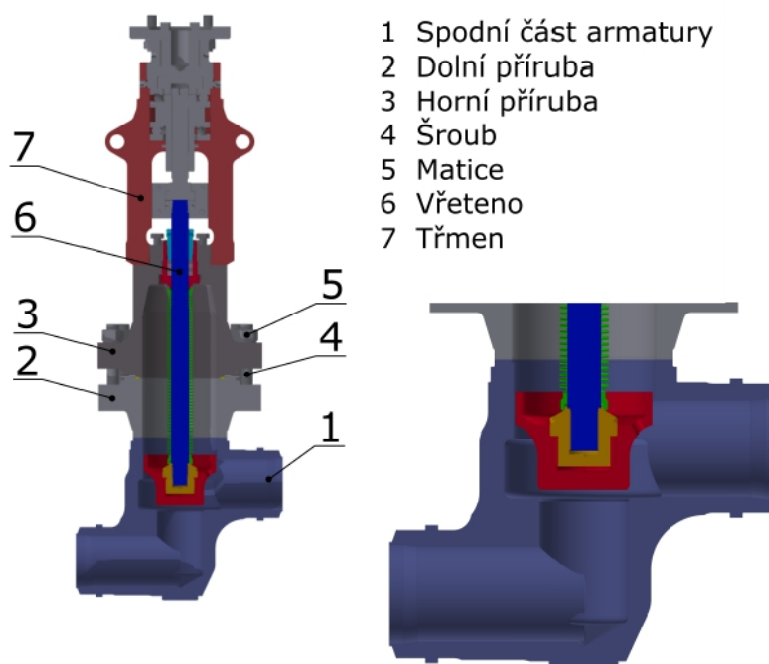
Armatury primárního okruhu jsou obvykle z nerezových ocelí, k zajištění minimálního množství korozních produktů v chladivu. Pro sekundární okruh lze použít uhlíkové oceli, přičemž nejnáročnější požadavky jsou pro parní potrubí mezi parogenerátorem a turbínou. Výrobce armatur provádí vstupní kontrolu jakosti materiálu polotovarů používaných k výrobě armatur. Jakost a vlastnosti materiálu musí být osvědčeny výrobcem podle požadavků norem.

### 3 Technický popis vyhodnocované armatury

Typ armatury, již se tato diplomová práce zabývá, je uzavírací vlnovcový ventil se jmenovitou světlostí 100 mm a jmenovitým tlakem 200 (maximální pracovní tlak je 20 MPa). Pracovní látka je voda. Ventil se vyrábí v provedení s ručním i elektrickým ovládáním. Ačkoliv svým principem umožňuje regulovatelnost průtoku, není pro tyto účely navržen.

Armatura je složena z několika samostatně vyrobených částí, které jsou spojeny buďto svařováním nebo šroubovými spoji. Připojení k potrubí je provedeno svařením, tomu je uzpůsoben tvar nátrubků. Svarové spoje, jsou-li správně provedené, zaručují absolutní těsnost. V místech, kde vzniká netěsnost, je použito těsnících prvků (nejčastěji ve formě grafitových kroužků). Těsnění je stlačeno mezi dvěma či více povrchy a vyplní prostor mezi nimi, čímž vytváří lepší těsnící podmínky. Vřeteno je chráněné vlnovcem, který je na koncích svařen, to zabraňuje netěsnostem v kontaktu s válcovou plochou vřetene, která je pohyblivá.

Armatura se skládá z tělesa, ve kterém kuželka dosedá do sedla a které se připojuje k potrubí. Toto těleso je po obvodu svařeno s dolní přírubou. Horní příruba a dolní příruba jsou spojeny pomocí šestnácti šroubů rozmístěných po obvodu. Mezi přírubami je grafitové těsnění. Nad horní přírubou je obvodově svařena součást, kterou prochází vřeteno a uzavírá tak prostor ve kterém se nachází pracovní látka. Vřeteno je dále napojeno na ovládací mechanismus, který je s armaturou spojen pomocí třmenového tělesa. Armatura je zobrazena na obrázku 3 spolu s detailem spodního tělesa (pozice 1), které je předmětem únavové analýzy.



Obrázek 3 Sestava armatury

### 3.1 Popis materiálových vlastností

Pro vybrané součásti z obrázku 3 jsou materiálové charakteristiky popsány v tabulkách 1, 2, 3 a 4. Ty tvoří vstupní data pro analýzu armatury. Součásti 1, 2 a 3 (obrázek 3) jsou z korozivzdorné oceli 08Ch18N10T (ekvivalent 17 247 podle normy ČSN [20]). Šrouby, položka 4, jsou z materiálu ChN35VT. Matice, položka 5, jsou z oceli 12 020. Vlastnosti těchto materiálů byly převzaty z ruské normy PNAE G-7-002-86 [17] a české ČSN 41 2020 [13].

Jelikož je armatura namáhána teplotně, vlastnosti jsou vyjádřené v závislosti na teplotě.

Tabulka 1 Materiálové vlastnosti 08CH18N10T

08CH18N10T				
Teplota [°C]	Modul pružnosti v tahu $E$ [MPa]	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [W/(m·K)]	Měrná tepelná kapacita $c_q$ [J/(kg·K)]	Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha$ [1/°C]
20	205000	15,32	511,00	1,64E-05
50	202000	15,70	514,38	1,65E-05
100	200000	16,33	520,00	1,66E-05
150	195000	16,96	528,00	1,68E-05
200	190000	17,59	536,00	1,70E-05
250	185000	18,22	545,00	1,72E-05
300	180000	18,85	554,00	1,74E-05
350	175000	19,48	569,71	1,76E-05

Tabulka 2 Materiálové vlastnosti CHN35VT

CHN35VT				
Teplota [°C]	Modul pružnosti v tahu $E$ [MPa]	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [W/(m·K)]	Měrná tepelná kapacita $c_q$ [J/(kg·K)]	Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha$ [1/°C]
20	205000	11,72	484,60	1,64E-05
50	202000	12,35	494,50	1,64E-05
100	200000	13,40	511,00	1,66E-05
150	195000	14,45	527,50	1,68E-05
200	190000	15,50	544,00	1,70E-05
250	185000	16,35	556,50	1,72E-05
300	180000	17,20	569,00	1,74E-05
350	175000	18,00	579,50	1,76E-05

Tabulka 3 Materiálové vlastnosti 12 020

12 020				
Teplota [°C]	Modul pružnosti v tahu $E$ [MPa]	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [W/(m·K)]	Měrná tepelná kapacita $c_q$ [J/(kg·K)]	Součinitel teplotní roztažnosti $\alpha$ [1/°C]
20	200000	51,10	447,40	1,03E-05
50	198000	50,30	460,00	1,06E-05
100	195000	48,80	481,00	1,11E-05
150	192000	47,40	502,00	1,16E-05
200	189000	46,00	523,00	1,21E-05
250	186000	44,50	544,00	1,25E-05
300	183000	43,10	557,00	1,29E-05
350	179000	41,60	569,00	1,32E-05

Tabulka 4 Materiálové vlastnosti nad mezí kluzu 08CH18N10T

08CH18N10T			
Teplota [°C]	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	Kontrakce $Z$ [%]
20	196	491	40
50	193	477	40
100	186	456	40
150	181	426	40
200	176	417	40
250	167	382	40
300	162	358	40
350	157	333	40



## 4 Úvod do únavy materiálu

### 4.1 Historie

První výzkum v oblasti únavy materiálu pochází z roku 1829, kdy W. A. S. Albert provedl testy železných řetězů podrobených opakovanému zatěžování. Za otce oboru zkoumajícího únavové poškození je považován August Wöhler, zabývající se problematikou železniční dopravy. Když se v polovině devatenáctého století začala rapidně rozvíjet kolejová doprava, častým problémem byly poruchy náprav (část podvozku nesoucí kola). Tehdy bylo zaznamenáno spoustu případů poškození velmi podobných součástí, u kterých se zatížení v provozu cyklicky mění a počty cyklů se počítají v řádech milionů. Napětí v materiálu se přitom pohybuje pod mezí kluzu určenou statickou tahovou zkouškou. Wöhler při svém výzkumu prováděl testy jak na skutečných nápravách, tak na zkušebních vzorcích, které zatěžoval tahem, tlakem, ohybem a krutem. Bylo tak provedeno spoustu testů na vzorcích různých materiálů. Získané údaje znázornil v grafu vyjadřujícím závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do poruchy. Tomuto zobrazení se dnes říká Wöhlerova křivka. V téže době se únavou začali zabývat také v oblastech lodní dopravy, mostních konstrukcí či motorů. Od té doby byla zkoumána podstata vzniku únavového lom a vyvíjeny metody predikce únavového života. [16]

### 4.2 Mechanismus vzniku lomu

Konečnému lomu předchází tři stádia vzniku a šíření trhliny. První stádium zahrnuje nukleaci jedné či více mikrotrhlin v důsledku cyklické plastické deformace. Trhlina se typicky iniciuje v místech koncentrace napětí, označovaných jako vruby (v těchto oblastech dosahuje napětí maxima). Příčiny vzniku koncentrace jsou náhlé změny průřezu a tvaru součásti nebo mikroskopické vady v materiálu (vměstky, dutiny atd.). Vruby lze tedy rozdělit na konstrukční (záměrné, například otvory, drážky) a materiállové (též nazývané jako strukturní). Trhlina se dále šíří přes několik zrn.

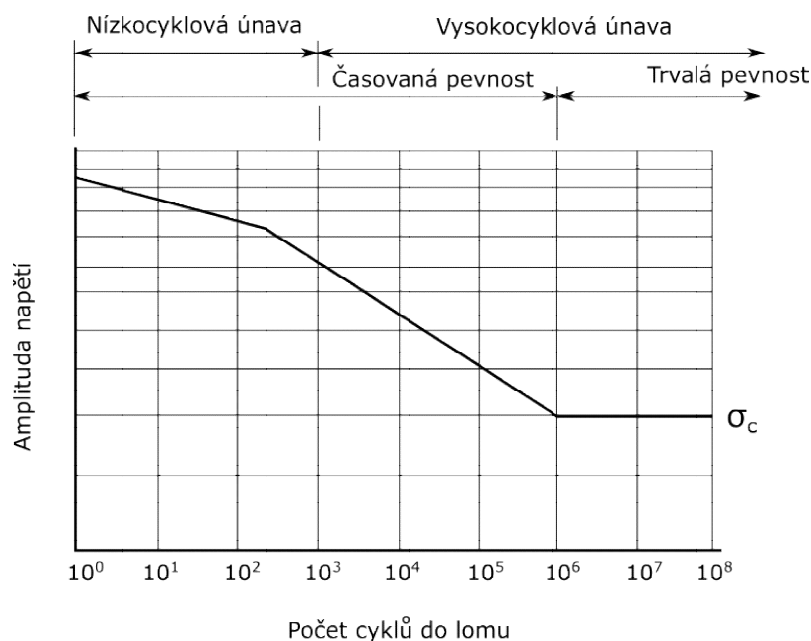
Ve druhé fázi je šíření méně ovlivněné mikrostrukturou materiálu než v první fázi (velikost trhliny je mnohonásobně větší než velikost zrna materiálu).

Ve třetím stádiu již průřez součásti nedokáže dál přenášet zatížení a dojde k náhlému dolomení. Toto dolomení může být křehké, houževnaté nebo kombinace obojího.

Přítomnost zbytkových napětí, které v materiálu zůstanou vlivem výroby a technologického zpracování urychlují proces vzniku trhlin. Další významný vliv může mít například zvýšená teplota nebo okolní prostředí.

### 4.3 Wöhlerova křivka

Únavová pevnost se zjišťuje pomocí zkušebních zařízení elektromechanického nebo hydraulického typu, které v testovacím vzorku způsobují cyklickou změnu napětí. Vzorek může být zatěžován tahem (tlakem), krutem, ohybem nebo kombinací těchto namáhání. K získání únavové pevnosti je nutné provést test na velkém množství vzorků vzhledem ke statistickému charakteru únavového procesu. Vzorky jsou vyleštěné (kvalita povrchu má vliv na únavovou životnost). První se testuje vzorek při amplitudě napětí blízkém mezi pevnosti materiálu. Dále se napětí postupně snižuje a postupně vynáší do grafu závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do porušení. Jeden cyklus představuje průběh zatížení s průchodem přes maximální a minimální hodnotu napětí a návrat do počátečního stavu. Materiály se zkouší zejména při střídavém zatěžování, tj. maximální napětí má stejnou hodnotu jako absolutní hodnota minimálního napětí. Příklad Wöhlerovy křivky je na obrázku 4. U ocelových materiálů je možné stanovit mez únavy  $\sigma_c$ . Pokud amplituda napětí nepřekročí tuto mez, nedojde k porušení vlivem únavy. Únavu materiálu lze rozdělit na nízkocyklovou a vysokocyklovou. Za hranici nízkocyklové únavy pro ocel bývá považován počet cyklů přibližně  $10^5$ . Zda se jedná o nízkocyklovou či vysokocyklovou oblast je nutné vzít do úvahy při výpočtu životnosti.

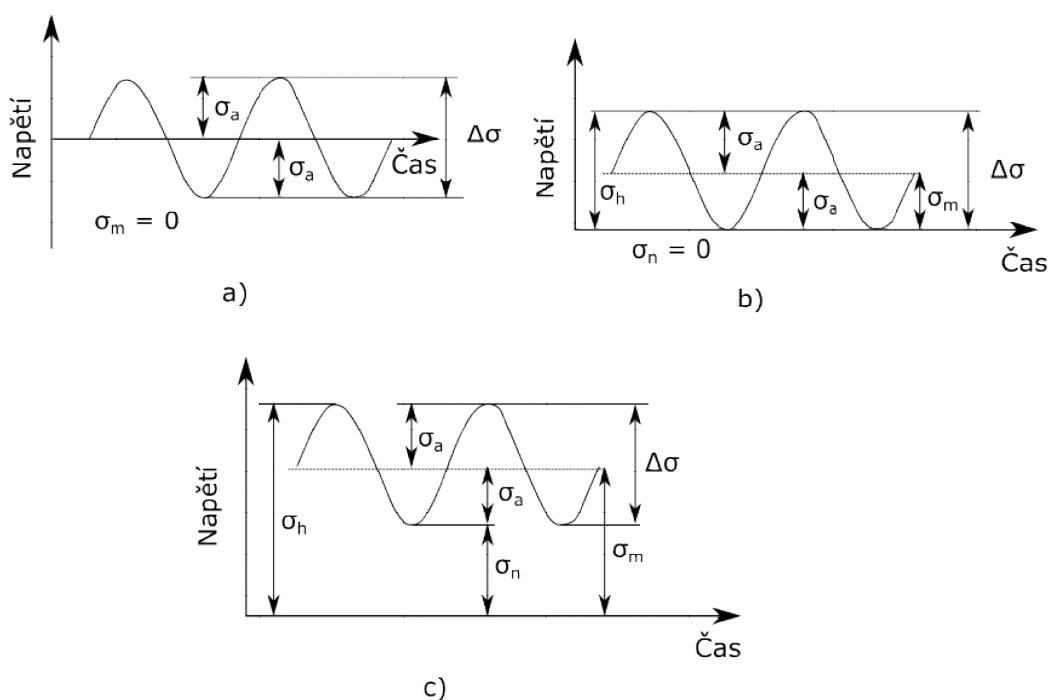


Obrázek 4 Příklad Wöhlerovy křivky [10]

### 4.4 Popis namáhání

Síly působící na těleso v něm vyvolávají odezvu v podobě vnitřního napětí. Z průběhu sil se stanovuje průběh vnitřního napětí. Ten může být periodický či neperiodický. Pokud hodnota napětí periodicky kmitá mezi určitou maximální a minimální hodnotou, bývá tento

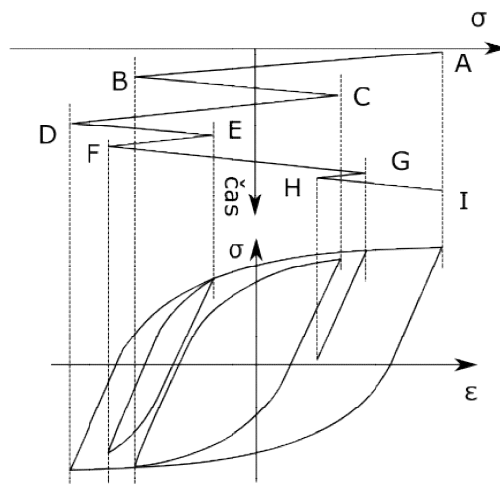
průběh idealizován jako harmonický (sinusoida). Jeden cyklus napětí pak zahrnuje změnu napětí z počáteční hodnoty, přechod přes maximum i minimum a návrat do počátečního stavu. Tento typ zatížení je charakterizován maximální a minimální hodnotou napětí, dále středním napětím (aritmetický průměr max. a min. napětí) a amplitudou (polovina rozdílu max. a min. napětí). Koeficient asymetrie cyklu vyjadřující poměr minimálního napětí k maximálnímu. Základní typy časového průběhu napětí je na obrázku 5 (*a* - souměrný střídavý cyklus, *b* - mívový cyklus, *c* - pulzující cyklus v tahu).



Obrázek 5 Typy časového průběhu napětí [10]

Namáhání materiálu ve většině případů nelze popsat pomocí jednoduchého průběhu napětí charakterizovaného horní a dolní hodnotou napětí. Časový průběh napětí může být buď neperiodický, nebo v podobě časových bloků, které se můžou periodicky opakovat. V takových případech se k stanovení únavového života použije metoda dekompozice průběhu napětí. Výsledkem dekompozice jsou jednotlivé cykly napětí charakterizované horním, dolním napětím (obrázek 5). Existuje několik metod umožňujících analýzu časově proměnného namáhání za účelem stanovení jednotlivých cyklů. Nejvíce rozšířená je metoda známá pod názvem stékající dešť. Metoda stékajícího deště má několik variant, viz [3]. Patří mezi ně například tři a čtyř bodová varianta. U čtyřbodové varianty se porovnává napětí čtyř sousedních bodů v zátěžném bloku. Pokud vnitřní body leží uvnitř vnějších bodů, pak vnitřní body tvoří jeden uzavřený cyklus a jsou z bloku vyřazeny a stejným způsobem se prohledá nově vzniklý blok. Pokud se v nově vzniklém bloku nenachází žádný uzavřený cyklus, všechny zbylé sousední dvojice bodů jsou započteny do únavového života jako půlcykly. U tří bodové varianty se porovnávají hodnoty tří sousedních bodů, zátěžný blok je navíc upraven do podoby, kdy první a poslední bod tvoří

absolutní maximum. Všechny cykly se proto uzavřou. Metoda stékajícího deště se mnohdy graficky vysvětluje na základě podobnosti s vodou stékající ze střech. Na obrázku 6 je blok otočený 90° a ze všech vrcholů vytéká voda, která stéká po spojnicích bodů. Uzavřené smyčky v napěťově deformačním diagramu pak tvoří jednotlivé cykly.



Obrázek 6 Metoda stékajícího deště [18]

## 4.5 Kumulace poškození

Pomocí únavové křivky lze pro napěťový cyklus (daný amplitudou a střední hodnotou napětí) určit počet cyklů do lomu. V případě časově proměnného zatěžování, kdy je součást zatěžována cykly o různých amplitudách, či středních napětích se využívá hypotézy kumulace poškození. Prvním, nejjednodušším a dodnes nejběžnější je Minerova lineární kumulace poškození.

Poškození  $D$  vyjadřuje poměr počtu cyklů na dané hladině zatížení k počtu cyklů do porušení při stejné hladině zatížení. Při překročení hodnoty  $D = 1$ , dojde k porušení součásti. Podle Minerovy hypotézy lze celkové poškození určit ze vztahu

$$D = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_{fi}}, \quad (1)$$

kde  $D_i$  je dílčí poškození,  $n_i$  je počet opakování daného cyklu a  $N_{fi}$  je počet cyklů do lomu, určený z křivky životnosti.

## 4.6 Přístupy řešení únavy

Existují tři možnosti jak přistupovat k řešení únavy, které umožňují pro dané zatěžování predikovat počet cyklů do lomu. Jedná se o napěťový přístup, deformační přístup a lineární elastickou lomovou mechaniku. Volba přístupu se odvíjí od amplitudy deformace materiálu. Pokud je deformace převážně elastického charakteru, jedná se o vysokocyklovou únavu a napěťový přístup je dostačující. V případě nízkocyklové únavy má plastická deformace dominantní vliv na životnost a volí se deformační přístup k řešení únavy.

Hranice mezi vysokocyklovou a nízkocyklovou je například pro oceli přibližně  $10^5$  cyklů. Na únavové křivce, znázorňující závislost amplitudy deformace na počtu cyklů do lomu lze najít takový počet cyklů, při kterém si jsou amplituda plastické a elastické deformace rovny. Tento bod nazývá tranzitní a je považován za hranici mezi vysokocyklovou a nízkocyklovou únavou. Pokud je počet cyklů do lomu nižší než tranzitní, plastická deformace je větší než elastická, naopak je-li počet cyklů vyšší, převažuje elastická deformace nad plastickou.

### 4.6.1 Napěťový přístup

U této metody se využívá únavové křivky v podobě napětí vs. počet cyklů do lomu (Wöhlerova křivka). Wöhlerova křivka je získána z únavové zkoušky prováděné na zkušebních vzorcích s hladkým povrchem. Zatížení vzorků bývá nejčastěji souměrné střídavé (viz obrázek 5a).

Při vykreslení v logaritmických souřadnicích lze křivku rozdělit na dvě části s lineárním průběhem. Jedna část představuje oblast trvalé pevnosti a je tvořena horizontální přímkou, zatímco druhá část je skloněná přímka v oblasti s amplitudu napětí vyšší než mez únavy. Ta se popisuje pomocí vztahu (známého též pod názvem Basquinův)

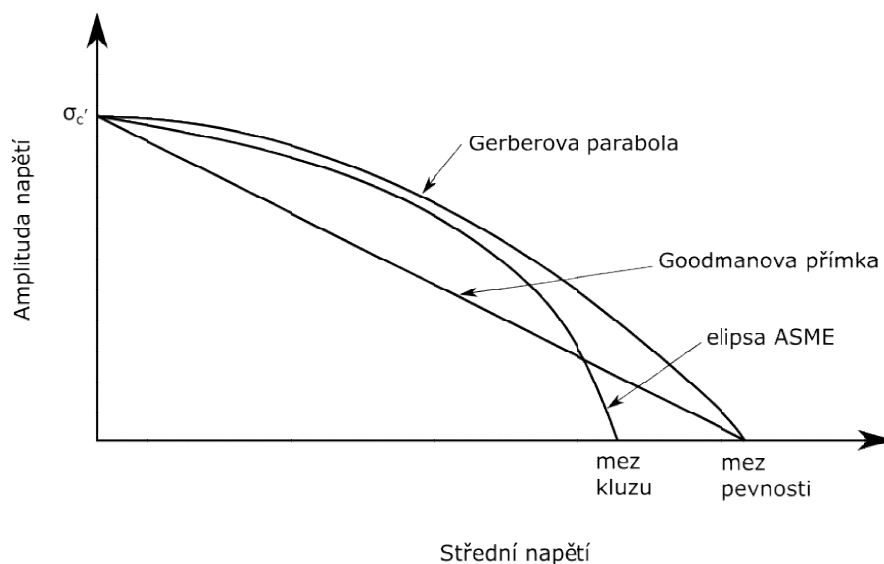
$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b, \quad (2)$$

kde  $\sigma_f'$  je koeficient únavové pevnosti,  $b$  je exponent únavové pevnosti,  $N_f$  je počet cyklů do lomu. Data získaná na zkušebních vzorcích při zkušebním zatěžování nelze přímo použít u reálné součásti. Proto se stanovují faktory ovlivňující mez únavy a křivka se upravuje pro její použití v konkrétním případě. Mez únavy získaná z laboratorních zkoušek na pečlivě připravených vzorcích se liší od meze únavy skutečné součásti. Důvodem je vliv složení materiálu se strukturními vadami. Technologie výroby ovlivňují například kvalitu povrchu, který má vliv na mez únavy, jelikož ve většině případech se trhliny iniciuje právě na povrchu. Okolní vlivy (koroze, teplota) a konstrukční návrh (velikost, tvar, stav napjatosti) bývají také zahrnuty ve faktorech ovlivňující mez únavy.

Při větším objemu materiálu je pravděpodobnost rychlejšího vzniku a šíření trhliny větší. Toto je zohledněno faktorem velikosti součásti  $C_S$ . Únavové data měřené při ohybu, tahu nebo krutu se liší. Parametr vlivu typu zatěžování bývá označován jako  $C_L$ . Vliv jakosti povrchu vyjadřuje parametr  $C_{SUR}$ . Dále lze definovat parametry vlivu teploty, korozního prostředí a další. Tyto faktory lze stanovit pomocí empirických vztahů, tabelovaných hodnot či grafů. Běžným způsobem zahrnutí těchto faktorů lze vynásobením meze únavy zkušebního vzorku  $\sigma_c$  příslušnými faktory. Získáme tak korigovanou mez únavy v kritickém místě součásti  $\sigma'_c$ .

$$\sigma'_c = \sigma_c C_S C_L C_{SUR} \dots \quad (3)$$

U symetrického střídavého zatěžování je střední napětí nulové. Bude-li se měnit, odolnost vůči únavovému porušení se bude lišit. Nezáleží tedy jen na amplitudě, ale také na středním napětí. Vliv středního napětí je možné graficky znázornit různými způsoby (např. Smithův diagram, diagram konstantních únavových životů). Tlaková střední napětí mají malý vliv na mez únavy, zatímco tahová nikoliv. Haighův diagram zobrazuje závislost mezní amplitudy napětí na středním. Jako aproximace je v Haighově diagramu možné použít například Goodmanovu přímku, Gerberovu parabolu nebo elipsu podle normy ASME).



Obrázek 7 Haighův diagram pro různá kritéria únavového porušení [10]

#### 4.6.2 Deformační přístup

U tohoto přístupu únavová křivka vyjadřuje závislost deformace na počtu cyklů do porušení. Pokud v daném místě dojde k překročení meze kluzu, dochází zde k plastické

deformaci, která je cyklická v případě, že zatěžování je cyklické. Křivka únavy se experimentálně stanovuje při deformačně řízeném cyklickém zatěžování v tahu, tlaku, kdy deformace je symetrická a nemění se v čase. Při cyklickém zatěžování materiál vykazuje odlišnou odezvu oproti monotónnímu zatížení (např. tahová zkouška). Projevuje se zde cyklické změkčování a zpevňování. Při změkčování dochází k poklesu napětí se zvyšujícím se počtem cyklů, při zpevňování naopak napětí roste. Po určitém počtu cyklů dojde ke stabilizaci a vytvoří se uzavřená hysterezní smyčka (stanovuje se přibližně v polovině života). Vykreslením stabilizovaných smyček pro různé úrovně deformace do jednoho grafu a spojením vrcholů vznikne cyklická napěťově deformační křivka, která reprezentuje chování materiálu při cyklickém zatěžování.

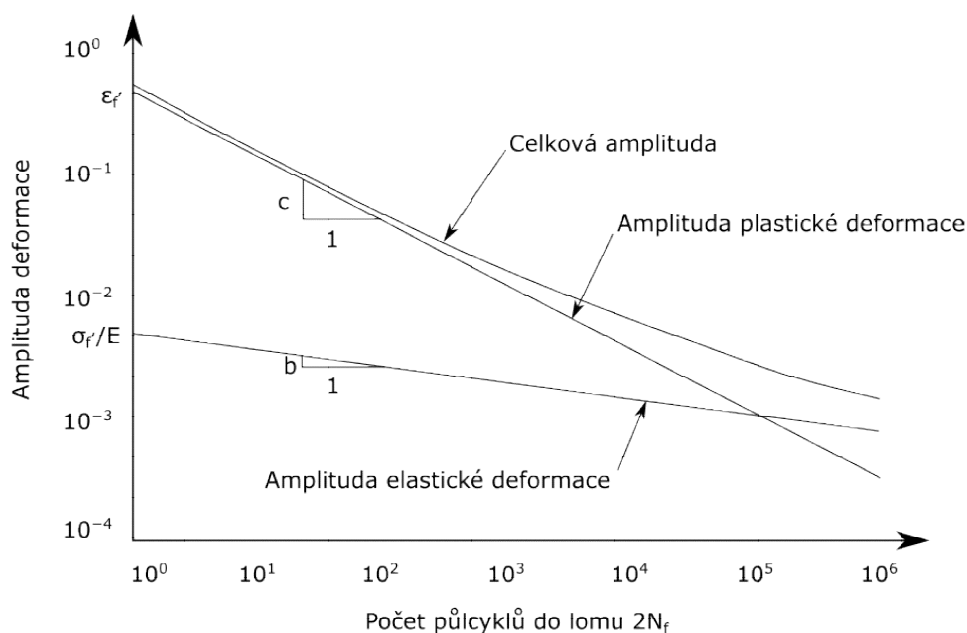
Celková deformace se skládá z elastické a plastické složky. V roce 1950, Coffin a Manson nezávisle na sobě dospěli ke vztahu vyjadřujícího závislost amplitudy plastické deformace na počtu cyklů ve tvaru

$$\varepsilon_{ap} = \epsilon'_f (2N_f)^c, \quad (4)$$

kde  $\epsilon'_f$  je koeficient únavové tažnosti,  $c$  je exponent únavové tažnosti a  $\varepsilon_{ap}$  je amplituda plastické deformace. Spojením Manson-Coffinova vztahu s Basquinovým (2) vznikne závislost amplitudy celkové deformace na počtu cyklů do lomu.

$$\epsilon_a = \varepsilon_{ap}(N_f) + \epsilon_{ae}(N_f) = \epsilon'_f (2N_f)^c + \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b. \quad (5)$$

Rovnice (5) je základem pro deformační přístup řešení únavy. Únavová křivka pro celkovou amplitudu deformace  $\epsilon_a$  je dána součtem dvou dílčích křivek pro elastickou ( $\epsilon_{ae}$ ) a plastickou ( $\varepsilon_{ap}$ ) amplitudu deformace, které jsou v logaritmických souřadnicích lineární (obrázek 8). Význam parametrů  $\epsilon'_f$ ,  $\sigma'_f$ ,  $c$ ,  $b$  je znázorněn na následujícím obrázku.



Obrázek 8 Křivka životnosti v závislosti na amplitudě deformace [10]

Přítomnost nenulového středního napětí zde také hraje roli při aplikaci únavové křivky na reálných úlohách. Je proto třeba aplikovat kritérium uvažující vliv středního napětí. Nejběžněji používané kritérium, navrhl Morrow, vyjádřené vztahem

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c, \quad (6)$$

kde koeficient únavové pevnosti  $\sigma_f'$  je zvýšen či snížen v závislosti na tom zda střední napětí  $\sigma_m$  je tahového nebo tlakového charakteru. Tlak tedy působí ve prospěch únavového života, zatímco tah jej zkracuje. Dalším kritérium je podle Smith - Watson - Topper, kteří založili jej na předpokladu

$$\sigma_h \epsilon_a = \sigma_{a,rev} \epsilon_{a,rev} \quad \sigma_h > 0 \quad (7)$$

kde  $\sigma_h$  je horní tahové napětí u daného napěťového cyklu,  $\sigma_{a,rev}$  je amplituda napětí u symetrického střídavého cyklu,  $\epsilon_{a,rev}$  je amplituda deformace symetrického střídavého cyklu [3].

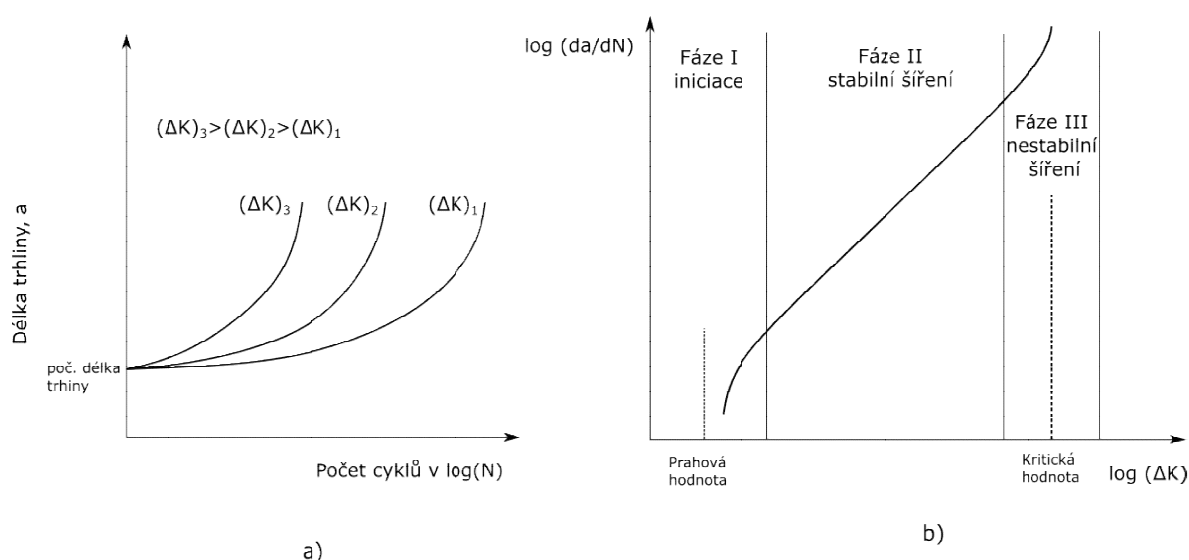
Vlivy jako jsou velikosti tělesa, typ zatěžování, jakost povrchu atd., jsou aplikovány obdobně jako u napěťového přístupu. Aplikují se na mez únavy danou elastickou složkou deformace (Basquinův vztah) [16].



### 4.6.3 Lineárně elastická lomová mechanika

Na rozdíl od deformačního a napětového přístupu se zde předpokládá, že trhlina je již přítomna v materiálu. Trhlina je během života technického zařízení sledována a při dosažení kritické délky trhliny vyřazena z provozu. Nástrojem pro analýzu šíření trhliny je lineárně elastická lomová mechanika. K popisu napjatosti v blízkosti čela trhliny se používá parametr známý jako faktor intenzity napětí  $K$ , který je řídící silou v průběhu růstu trhliny. Faktor intenzity napětí je funkcí geometrie tělesa, velikosti a tvaru trhliny a způsobu zatěžování [10].

Při cyklickém namáhání je rozkmit faktoru intenzity napětí  $\Delta K$ . Jestliže  $\Delta K$  se pohybuje pod tzv. prahovou hodnotou faktoru intenzity napětí, nedochází k růstu trhliny. Čím větší je  $\Delta K$  tím rychleji se trhlina šíří. Závislost délky trhliny  $a$  na počtu cyklů  $N$  pro různé hodnoty  $\Delta K$  je znázorněné na obrázku 9a. Obrázek 9b zobrazuje rychlost šíření trhliny v závislosti na  $\Delta K$ . Z obrázku jsou patrné tři fáze šíření trhliny (iniciace, stabilní růst trhliny, nestabilní růst trhliny – lom). Pro popis růstu trhliny ve II fázi může být použita například Parisova rovnice.



Obrázek 9 Průběh růstu trhliny [10]

### 4.6.4 Víceosá napjatost

U reálných součástí dochází k víceosé napjatosti. Nejvíc dostupných únavových charakteristik je však získáno při jednoosém namáhání. Navíc jsou součásti v průběhu života vystaveny různým zatížením, které vedou nejen k proporcionálním změnám jednotlivých složek napětí, ale často jsou tyto změny neproporcionální, což ve výsledku znamená, že se mění směry hlavních napětí a to také ovlivňuje průběh šíření trhlin. Proto vznikly různé přístupy k řešení únavy při víceosé napjatosti.

Nejjednodušším přístupem je stanovení ekvivalentního napětí či deformace, které redukuje víceosou napjatost na jednoosou. K tomuto účelu slouží řada hypotéz. Další přístupy jsou založené na nalezení tzv. kritické roviny, ve které dochází k nukleaci a růstu trhlin. Parametry, na základě kterých se stanovuje poškození, zahrnují například vliv smykové a normálové složky napětí nebo deformace v kritické rovině. Také se využívají různá energetická kritéria. Rozsah použitelnosti různých přístupů se liší. Některé lze s dostatečnou spolehlivostí použít například jen při proporcionálním zatěžování při vysokocyklové únavě.

## 5 Postup výpočtu životnosti podle NTD

Technické normy představují soubor pravidel a postupů, které se uplatňují při navrhování nebo ověřování provozuschopnosti výrobku. Jedná se o obsáhlé odborné dokumenty, které jsou všeobecně uznávané. Ačkoliv normy nejsou z právního hlediska závazné, můžou být vyžadovány při ověřování bezpečného provozu zařízení. Bývají tak měřítkem bezpečného provozu zejména v případech, kdy porucha může mít vážné následky jako například ohrožení zdraví a života (např. pád mostu) nebo nekontrolovatelné šíření radioaktivity v případě technických zařízení používaných v jaderných elektrárnách. Postupy podle norem většinou neposkytují návody jak zjistit napjatost v materiálu, ale může doporučovat některé ověřené postupy v případě numerických metod stanovení napětí. Normy tvoří zejména postup vyhodnocování, který bývá pevně stanovený, většinou tak, aby výsledky byly co nejvíce na straně bezpečnosti.

Existuje mnoho norem zabývajících se stanovením životnosti. Mezi normy používané při posouzení životnosti armatur v české republice patří například norma ČSN 69 0010, která se zabývá nízkocyklovou únavou tlakových nádob. Řada norem se přímo zaměřuje na oblast jaderné energetiky. Patří zde normy spadající pod ASME (American Society of Mechanical Engineers). Dále ruská norma PNAE G – 7 002 – 86 pro jaderné elektrárny s reaktory typu VVER. Česká Normativně technická dokumentace (NTD), vydaná Asociací strojních inženýrů [15], zabývající se hodnocením pevnosti zařízení a potrubí v jaderné energetice vychází z ruské normy a je uznávaná státním úřadem pro jadernou bezpečnost. V následujících částí diplomové práce budou popsán postup stanovení životnosti podle této normy.

Dokumentace vznikla v roce 1996 a byla postupně aktualizována a doplňována. Základem dokumentace byly starší mezinárodní normy bývalého Sovětského svazu (NTD SEV) a novější ruská norma (PNAE G - 7 002 - 86). Zároveň převzala některé prvky z ASME, za účelem více se přiblížit této normě a snadnějšího začlenění nových poznatků a postupů posuzování mezních stavů součástí.

NTD je rozdělena do šesti základních sekcí označených římskými číslicemi:

- I. Svařování zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER
- II. Charakteristiky materiálů pro zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER
- III. Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER
- IV. Výpočet zbytkové životnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER
- V. Zkoušky materiálů
- VI. Vzduchotechnické systémy jaderných elektráren typu VVER

NTD sekce III obsahuje kapitolu zabývající se hodnocením zařízení při cyklickém zatěžování, které vede k poškození vlivem únavy materiálu. Kromě toho se sekce zabývá také statickou pevností, pevností při vibracích, stabilitou či odolností vůči nestabilnímu porušení. Dále zahrnuje postupy stanovení základních rozměrů některých částí tělesa (příruby, prstence, spojovací části atd.).

Vyhodnocení napjatosti je založené na principu kategorizace. Jednotlivé složky napětí se zařadí do kategorií a z kategorií se vytvoří skupiny. Ze skupin se dále počítají hlavní napětí a redukovaná napětí, které musí splňovat podmínky normy (například podmínka nepřekročení dovoleného napětí). Skupiny jsou definované pro typ zařízení nebo součásti (např. tělesa reaktorů a nádob, potrubí). Kategorie napětí jsou membránová (prostá nebo lokální), ohybová (prostá nebo lokální) a teplotní (napětí vyvolaná přítomností teplotního pole nebo při zamezení volné teplotní roztažnosti). Membránové napětí je tahové nebo tlakové, průměrně rozložené po tloušťce stěny. Kategorie ohybových napětí představuje ohybová napětí s lineárním průběhem po tloušťce stěny. Při cyklickém namáhání armatury se počítá se skupinou napětí, která zahrnuje membránová, ohybová i teplotní napětí. Při výpočtu napětí v programu Ansys je možné vytvořit přímkou vedenou vyhodnocovaným bodem součásti (místo s největší koncentrací napětí) a pomocí funkce linearizace napětí získat membránová i ohybová napětí včetně vlivu koncentrace a teplotních účinků. Příмка bývá vedena po tloušťce stěny z jednoho bodu do druhého nejkratší cestou.

Postup stanovení životnosti lze shrnout do následujících kroků [7]:

1. Stanovení složek napětí ve vyhodnocovaném místě (nejčastěji ve vrubech, kde je zvýšená napjatost)
2. Výpočet redukovaných napětí (ekvivalentní napětí odpovídající jednoosé napjatosti)
3. Výpočet fiktivních napětí. Napětí bývá určeno za předpokladu elastického chování materiálu. Fiktivní napětí zohledňují plasticitu, jelikož napětí je ve většině případech stanovené za předpokladu elastického chování materiálu a v místech koncentrací je mnohdy překročena mez kluzu
4. Dekompozice průběhu fiktivních napětí na jednotlivé cykly (metoda stékajícího deště)
5. Výpočet počtu cyklů pro jednotlivé amplitudy fiktivních napětí
6. Výpočet kumulace poškození (hypotéza lineární kumulace)

## 5.1 Napjatost v tělese

Stav napjatosti v bodě tělesa lze vyjádřit pomocí tří normálových a tří smykových napětí (platnost zákona sdruženosti smykových napětí). Bod tělesa je reprezentován elementární krychličkou, na jejíchž plochách působí normálové a smykové napětí. Tenzor napjatosti lze zobrazit uspořádáním jednotlivých složek napětí ve formě symetrické matice 3x3. Matice je symetrická z důvodů platnosti zákona o sdružených smykových napětí, které tvoří mimo diagonální členy matice. Ke stanovení napjatosti je tedy zapotřebí znát šest složek napětí (tři normálové a tři smykové). Pokud na krychličku působí pouze normálová napětí pak se těmto napětím říká hlavní. V každém bodě tělesa lze nalézt takovou polohu krychličky, kdy na jejích plochách působí pouze hlavní napětí. Roviny, na kterých působí hlavní napětí, se nazývají hlavní roviny. Hlavní roviny jsou definované normálovým vektorem. Normálový vektor je vyjádřen jako jednotkový vektor pomocí tří směrových úhlů  $\xi, \nu, \zeta$ , které vektor svírá s osami  $x, y, z$ . Tento vektor zároveň představuje směr hlavního napětí a je vyjádřen pomocí směrových kosinů. [2]

$$n = \begin{pmatrix} \cos \xi \\ \cos \nu \\ \cos \zeta \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Hlavní napětí se stanoví z rovnice

$$([T_\sigma] - \sigma[E])\{n\} = 0, \quad (9)$$

kde  $[T_\sigma]$  je tenzor napjatosti ve tvaru

$$T_\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$[E]$  je jednotková matice a  $\sigma$  hlavní napětí. Řešením rovnice (9) jsou tři hlavní napětí, které jsou kořeny kubické rovnice

$$\sigma^3 - i_1\sigma^2 + i_2\sigma - i_3 = 0, \quad (11)$$

kde

$$i_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z, \quad (12)$$

$$i_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x, \quad (13)$$

$$i_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2. \quad (14)$$

Směry hlavních napětí lze následně dopočítat dosazením hlavních napětí do rovnice (9) a z podmínky

$$\cos^2 \xi + \cos^2 \nu + \cos^2 \zeta = 1. \quad (15)$$

Znalost směrů hlavních napětí je nutné při hodnocení životnosti. Pro výpočet směrů lze využít analyticky odvozených vztahů, které splňují výše uvedené rovnice a jsou uvedené v [12]. Ty byly také použity při výpočtech.

## 5.2 Výpočet redukováných napětí

Redukované napětí se podle NTD počítá podle hypotézy maximálních smykových napětí. Postup výpočtu redukováných napětí v případě hodnocení životnosti se liší. Nejprve se v historii zatěžování nalezne okamžik, kdy jedno z hlavních napětí dosahuje maximální hodnot. Hlavní napětí se v tomto okamžiku označí podle podmínky

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3. \quad (16)$$

V ostatních zátěžných stavech se indexy hlavních napětí 1, 2, 3 nepřiradí na základě podmínky (16), ale na základě nejmenšího úhlu, který svírají hlavní napětí v ostatních okamžicích s hlavními napětími v okamžiku, kdy je dosaženo maximální hodnoty hlavního napětí. Následně se spočítají průběhy ne jednoho, ale tří redukováných napětí podle následujících vztahů

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (17)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (18)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_2 - \sigma_3. \quad (19)$$

Při hodnocení únavy se stanoví kumulace poškození pro všechny tři průběhy redukováných napětí a jako výsledek je považován ten s nejvyšší hodnotou.

### 5.3 Výpočet fiktivních napětí

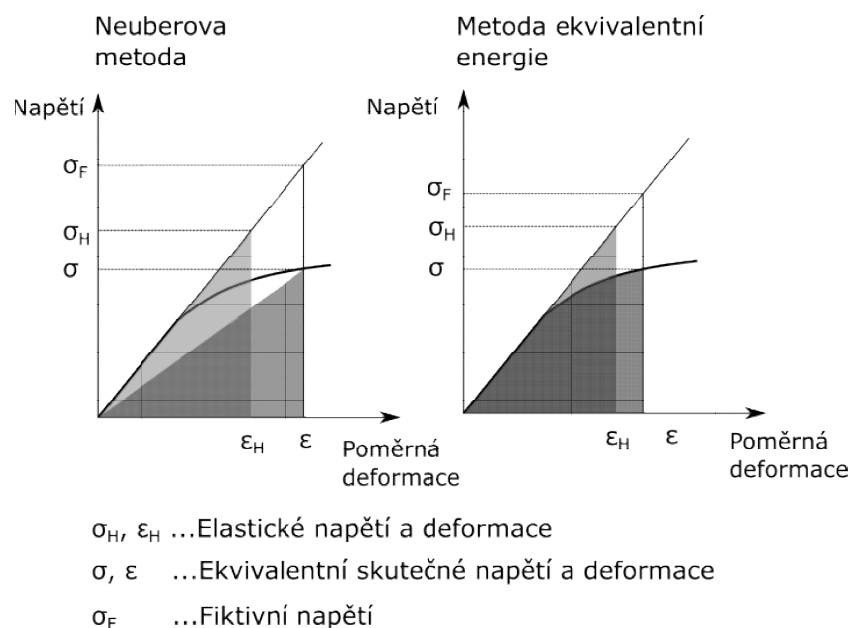
Fiktivní napětí  $\sigma_F$  se stanovuje za účelem posouzení cyklicky zatěžovaných součástí. Je definované vztahem

$$\sigma_F = E\epsilon, \quad (20)$$

kde  $\epsilon$  je celková deformace při pružně - plastickém namáhání a  $E$  je modul pružnosti v tahu. Nejedná se tedy o skutečné napětí v materiálu, ale o vyjádření celkové poměrné deformace v jednotkách napětí.

Výpočet napětí při pružně – plastickém chování materiálu představuje složitou úlohu. Při použití metody konečných prvků by bylo třeba uvažovat materiálovou nelinearitu. Proto se napětí počítá při lineárně elastickém chování materiálu v celém rozsahu. Výhodou je, že lze využít princip superpozice, který bývá v praxi využíván. Lze tak určit zvlášť účinky od jednotlivých typů zatížení (silové, tlakové, teplotní) a výsledky pak kombinovat pro různé úrovně zatěžujících stavů.

Použití elastického výpočtu vede k nereálným hodnotám napětí v místech, kde je překročena mez kluzu (vruby). Proto se elastická napětí přepočítávají na základě různých metod, například Neuberova metoda nebo metoda ekvivalentní energie. Rozdíl obou metod je znázorněný na obrázku 10. Metoda ekvivalentní energie je založená na rovnosti ploch pod napěťově deformační křivkou. Neuberova metoda vychází z rovnosti trojúhelníků a dává konzervativnější hodnoty.



Obrázek 10 Princip přepočtu elastických napětí na ekvivalentní pružně plastické [11]

Materiálová závislost napětí a deformace je vyjádřena pomocí rovnic (21) a (22). Ty vycházejí z lineárního popisu chování materiálu do meze úměrnosti a mocninného popisu nad mezí úměrnosti. Mez úměrnosti je dána průsečíkem obou křivek a počítá se ze smluvní meze kluzu  $R_{p0,2}$ , které je dosaženo při 0,2 % plastické deformace.

$$\sigma = R_{pe} \left( \frac{E}{R_{pe}} \epsilon \right)^m \quad \text{pro } \sigma > R_{pe}, \quad (21)$$

$$\sigma = E\epsilon \quad \text{pro } \sigma < R_{pe}. \quad (22)$$

Kde  $m$  je exponent zpevnění,  $R_{pe}$  je mez úměrnosti.

Exponent zpevnění  $m$  se stanovuje na základě dvou bodů (smluvní mez kluzu a napětí při přetržení vzorku). Napětí při přetržení se přibližně stanoví z kontrakce materiálu  $Z$  a z meze pevnosti  $R_m$ .  $R_{pe}$  a  $m$  se vypočtou z následujících vztahů. Cyklické změkčení tvárných materiálu je zahrnuto součinitelem 0,73 v rovnici (24) [11].



$$R_{pe} = \left[ \frac{R_{p0,2}}{(0,002E + R_{p0,2})^m} \right]^{\frac{1}{1-m}} \quad (23)$$

$$m = \frac{0,73 \left[ \frac{(1 + 0,014Z)R_m}{R_{p0,2}} \right]}{\log \left[ \frac{2,3E \log \left[ \frac{100}{100 - Z} \right]}{0,002E + R_{p0,2}} \right]} \quad (24)$$

Fiktivní napětí se podle Neuberovy metody vypočte podle vztahu (25)

$$\sigma_F = \text{sign}(\sigma_{red}) R_{pe} \left[ \frac{|\sigma_{red}|}{R_{pe}} \right]^{\frac{2}{1+m}} \quad (25)$$

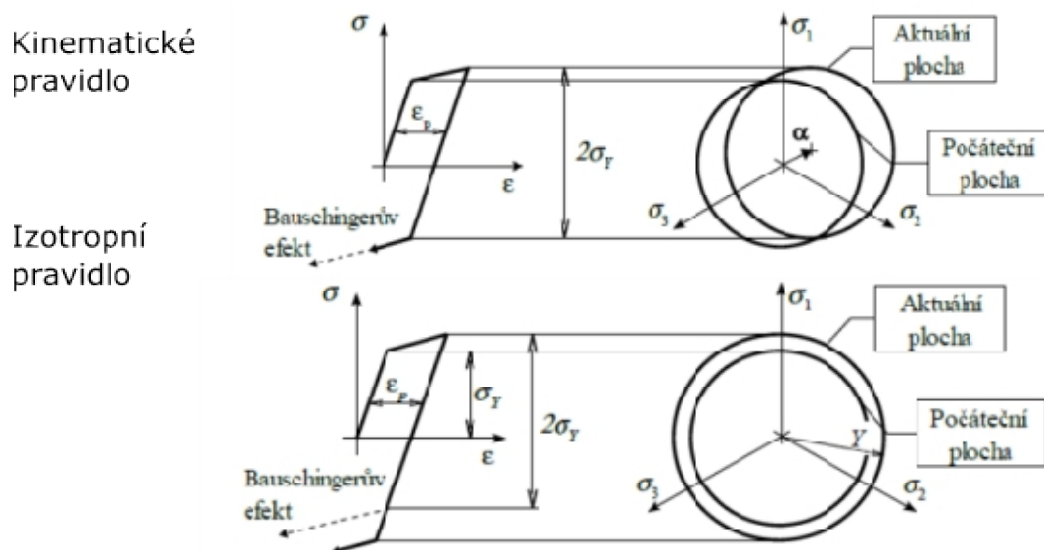
a skutečné napětí se určí podle rovnice (26), které se dosáhne dosazením ekvivalentní skutečné deformace ze vztahu (20) do (21).

$$\sigma = \text{sign}(\sigma_{red}) R_{pe} \left[ \frac{|\sigma_F|}{R_{pe}} \right]^m \quad (26)$$

Funkce *sign* zaručuje, že znaménko redukovaného napětí bude zachováno. Skutečné napětí je potřeba znát pro výpočet asymetrie cyklu.

Postup stanovení fiktivních napětí se liší v případě, že je znám časový průběh redukovaných napětí tak jak reálně nastávají při provozu zařízení. Stanovení fiktivních napětí je složitější a řídí se podle pravidel, které berou v úvahu chování materiálu při cyklické změně plastické deformace. Využívá se kinematického pravidla zpevnění, které umožňuje zachytit Bauschingerův efekt, podle kterého plastická deformace v jednom směru snižuje mez pro vznik plastické deformace ve směru opačném [9]. Byla-li překročena mez kluzu, vzniká plastická deformace. Ke změně plastické deformace dojde při odlehčení o dvojnásobek meze kluzu. Pravidla zpevnění jsou izotropní, kinematické a kombinované. U izotropního se mění pouze velikost plochy plasticity (zvětšuje se). Toto pravidlo lze využít pouze v případě monotónního zatěžování. U kinematického pravidla se plocha plasticity posouvá a nemění svou velikost. Kinematické pravidlo umožňuje zachytit Bauschingerův

efekt [8]. Rozdíl mezi izotropním a kinematickým pravidlem je zobrazen na následujícím obrázku, kde plocha plasticity je dána podmínkou podle Huber - Mises - Hencky (HMH).



Obrázek 11 Kinematické a izotropní pravidlo zpevnění [8]

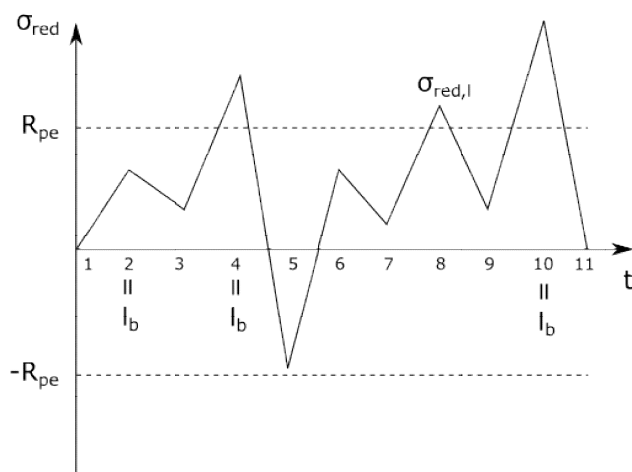
#### Postup výpočtu fiktivních napětí z časové posloupnosti redukovaných napětí

- 1) Jestliže napětí je menší než mez úměrnosti, která doposud nebyla překročena pak fiktivní a skutečné napětí je rovné redukovanému napětí:

$$\sigma_F = \sigma = \sigma_{red}. \quad (27)$$

- 2) Napětí dosahuje absolutního maxima ze všech doposud proběhách předchozích stavů a zároveň je překročena mez úměrnosti pak se fiktivní a skutečné napětí určí z rovnic (25) a (26).
- 3) Napětí není absolutním maximem z uplynulých stavů a zároveň byla alespoň jednou překročena mez úměrnosti. V tom případě je potřeba nalézt počátek větve hysterezní smyčky, ze kterého se stanoví fiktivní a skutečné napětí.

Postup lze ukázat na průběhu napětí z obrázku 12. Průběh redukovaných napětí tak jak jdou za sebou je označen čísly 1 až 11 na časové ose.



Obrázek 12 Časový průběh redukovaných elastických napětí [15]

Okamžiky, ve kterých napětí dosahuje absolutního maxima ze všech předchozích, jsou označeny  $I_b$ . Fiktivní a skutečné napětí v časových okamžicích 2 a 3 se spočítají podle bodu 1). Pro okamžiky 4 a 10 platí bod 2), jelikož dosahují absolutního maxima z doposud proběhnutých napětí a je překročena mez úměrnosti. V okamžicích 5, 6, 7, 8, 9 je potřeba využít bodu 3), ke stanovení fiktivního a skutečného napětí se hledá počátek větve hysterezní smyčky.

Časový okamžik, ve kterém se hledá fiktivní napětí je označen  $l$ . Počátek větve hysterezní smyčky, který se nachází v časovém okamžiku  $p$ , je maximální nebo minimální hodnota z intervalu  $\langle k, l - 1 \rangle$ , kde  $k$  je levý krajní bod, pro který platí podmínka, že všechny extrémy uvnitř tohoto intervalu jsou menší nebo naopak větší než hodnota napětí v okamžiku  $l$ . Okamžik  $k$  splňuje podmínku vyjádřenou rovnicí (28).

$$\beta \sigma_{red,i} \leq \beta \sigma_{red,l}, \quad (28)$$

$$\beta = -1: \sigma_{red,l} - \sigma_{red,l-1} \leq 0, \quad (29)$$

$$\beta = 1: \sigma_{red,l} - \sigma_{red,l-1} > 0, \quad (30)$$

kde  $\sigma_{red,i}$  je napětí z intervalu  $\langle k, l - 1 \rangle$ ,  $\sigma_{red,l}$  představuje napětí v okamžiku, v němž chceme určit fiktivní napětí a  $\beta$  součinitel vyjadřující zda se hledaný okamžik představuje lokální maximum nebo minimum. Jestliže  $\sigma_{red,l}$  je maximum, pak počátek představuje minimum z intervalu a naopak, když  $\sigma_{red,l}$  je minimum pak počátek je maximum z intervalu  $\langle k, l - 1 \rangle$ .

Fiktivní napětí podle bodu 3) se určí:

$$a) \quad |\Delta\sigma_{red,lp}| \leq 2R_{pe}$$

$$\sigma_{F,l} = \Delta\sigma_{red,lp} + \sigma_{F,p}. \quad (31)$$

$$\sigma_l = \Delta\sigma_{red,lp} + \sigma_p. \quad (32)$$

$$b) \quad |\Delta\sigma_{red,lp}| > 2R_{pe}$$

$$\sigma_{F,l} = \text{sign}(\Delta\sigma_{red,lp}) 2R_{pe} \left[ \frac{|\Delta\sigma_{red,lp}|}{2R_{pe}} \right]^{\frac{2}{1+m}} + \sigma_{F,p}. \quad (33)$$

$$\sigma_l = \text{sign}(\Delta\sigma_{red,lp}) 2R_{pe} \left[ \frac{|\Delta\sigma_{red,lp}|}{2R_{pe}} \right]^m + \sigma_p. \quad (34)$$

$\Delta\sigma_{red,lp}$  je rozkmit elastických redukovaných napětí spočítá se jako rozdíl redukovaných elastických napětí v okamžicích  $l$  a  $p$ , nebo z rozdílů jednotlivých složek napětí, jelikož směry hlavních napětí mohou být proměnné. Ve výpočtu se konzervativně použije vyšší hodnota rozkmitu.

Jelikož materiálové vlastnosti jsou závislé na teplotě, mez úměrnosti  $R_{pe}$  a exponent zpevnění  $m$  také závisí na teplotě. Mez úměrnosti se spočítá jako průměr ze dvou hodnot spočtených pro maximální a minimální teplotu během půlcyklu od okamžiku  $p$  do  $l$ . Exponent zpevnění je menší z hodnot spočtených pro maximální a minimální teplotu během půlcyklu  $p, l$ . K rozčlenění časového průběhu na jednotlivé cykly se využívá metody stékajícího deště.

## 5.4 Křivky životnosti

Jsou definované buď v grafické podobě, nebo pomocí analytických vztahů vyjadřujících závislost amplitudy fiktivních napětí na dovoleném počtu cyklů. Křivky jsou použitelné pro řadu materiálů, mezi něž patří uhlíkové, legované, korozně odolné a austenitické oceli. Rovnice pro nízkocyklovou únavu jsou následující:

$$\frac{\sigma_{aF}}{\phi_s} = \frac{E e_c}{n_\sigma (4N)^{m_p}} + \frac{\sigma_{FR}}{n_\sigma \left[ (4N)^{m_e + \frac{1+r_\sigma}{1-r_\sigma}} \right]}. \quad (35)$$

$$\frac{\sigma_{aF}}{\phi_s} = \frac{E e_c}{(4n_N N)^{m_p}} + \frac{\sigma_{FR}}{(4n_N N)^{m_e + \frac{1+r_\sigma}{1-r_\sigma}}}. \quad (36)$$

$\sigma_{aF}$  je amplituda fiktivního napětí,  $N$  je počet cyklů,  $\phi_s$  je součinitel svarového spojení.

Koeficient plasticity  $e_c$  se určí ze vztahu:

$$e_c = 1,15 \log \left( \frac{100}{100-Z} \right) - 0,5 \frac{\sigma_{F,\max} - R_{p0,2}}{E}. \quad (37)$$

$\sigma_{F,\max}$  je maximální hodnota fiktivního napětí ze všech provozních stavů.

$R_{p0,2}$  je smluvní mez kluzu.

Lomová pevnost  $\sigma_{FR}$  se určí ze vztahu:

$$\sigma_{FR} = R_m (1 + 0,014Z). \quad (38)$$

$R_m$  je mez pevnosti.

$Z$  je kontrakce materiálu.

$E$  je modul pružnosti v tahu.

$m_p$  a  $m_e$  jsou exponenty, pro které platí:

$$m_p = 0,5, \quad (39)$$

$$m_e = 0,132 \log \left[ \frac{(1+0,014Z)}{0,4} \right]. \quad (40)$$

$n_\sigma = 2$  je bezpečnostní součinitel vůči napětí.

$n_N = 10$  je bezpečnostní součinitel vůči počtu cyklů.

Materiálové vlastnosti se berou nejmenší pro všechny provozní teploty.

Pro amplitudu fiktivních napětí se určí dovolený počet cyklů, který představuje minimální hodnotu ze dvou rovnic (35) a (36). Rovnice jsou platné do  $10^7$  cyklů. Vychází-li počet cyklů větší, pak se konzervativně bere tato hodnota.

## 6 Řešení životnosti armatury

Armatura je namáhána mechanicky (tlaky, síly, momenty) a teplotně (teplotní roztažnost může vyvolávat napjatost v materiálu). Pro stanovení napětí při teplotním namáhání je nutné znát rozložení teploty v materiálu. Teplotní pole je obecně funkcí prostorových souřadnic  $x, y, z$  a v případě nestacionárního teplotního pole závisí i na čase. Pro analýzu teplotních polí byl použit program Solidworks. Napětí byla spočtena v programu Ansys.

Zátěžné stavy armatury jsou stanovené normou NP – 068 – 05 [14]. Norma udává provozní cykly a jejich počty, které v průběhu života armatury můžou nastat. Zátěžné stavy armatury, jsou popsány v následující podkapitole.

### 6.1 Zátěžné stavy armatury

Zátěžné stavy armatury byly stanoveny na základě normy NP – 068 – 05 [14], která stanovuje všeobecné technické podmínky potrubní armatury pro jaderné elektrárny. Obsahem normy jsou požadavky na konstrukci, výrobu, montáž a provozování armatur jaderných elektráren o světlosti 10 až 2000 mm, při teplotách pracovního média do 550 °C a tlacích do 25 MPa.

Norma definuje změny parametrů pracovního látky (teplota, tlak) a počet cyklů těchto změn (tabulka 6). Pro parametry je stanovena také rychlost s jakou se mění. Dále norma stanovuje síly a momenty působící na nátrubky. Síly na nátrubky jsou voleny stejné pro všechny provozní zatížení, momenty se liší v případě, že se jedná o normální provoz nebo projektovou havárii (tabulka 5). Ačkoliv původ sil působících na nátrubky je v tepelné roztažnosti potrubí, vliv teploty na síly a momenty není brán v úvahu.

*Tabulka 5 Síly a momenty působící na nátrubky*

	Síla působící na nátrubky [kN]	Moment působící na nátrubky [kN·m]
Normální provoz	11,6	11,1
Projektová havárie	11,6	19,1

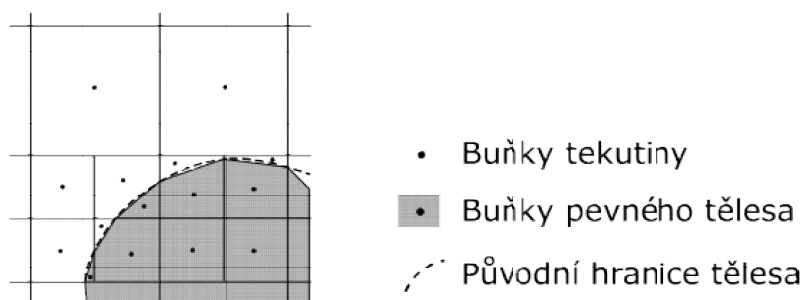
Tabulka 6 Změna parametrů pracovní látky

	Počáteční teplota [°C]	Konečná teplota [°C]	Počáteční tlak [MPa]	Konečný tlak [MPa]	Rychlost změny teploty [°C/s]	Počet cyklů
<b>1. Systém kompenzace tlaku</b>						
Normální provoz						
1	350	270	15,7	13	0,4	1500
2	350	290	15,9	14,9	0,25	30000
3	40	350	1,96	15,7	0,0056	190
4	350	290	15,7	15,2	0,15	2000
5	350	60	15,7	0,0981	0,0083	130
6	350	275	17,7	12,9	2,4	200
7	350	270	16	12,5	1,4	40
8	350	285	16,2	14,3	1,56	40
9	350	270	15,7	12,5	2	50
Projektová havárie						
10	350	275	16	13,2	3,2	4
11	350	60	15,7	0,0981	0,0168	40
12	350	260	19,4	5,4	1,8	4
<b>2. Pasivní část systému havarijního chlazení aktivní zóny prvního a druhého stupně</b>						
Normální provoz						
13	130	60	5,9	5,9	100	70
Projektová havárie						
14	275	60	15,7	0,0981	100	1
15	275	60	19,4	5,4	100	4
16	275	60	15,7	4,9	100	1
<b>3. Systém havarijního odstranění plynu</b>						
Normální provoz						
17	350	60	15,7	0,0981	0,0083	130
Projektová havárie						
18	350	240	15,7	7,8	1	20
19	350	100	15,7	0,0981	4,55	1
20	350	260	19,4	5,4	1,8	4
21	350	60	15,7	0,0981	0,0168	40
22	350	260	15,7	6,7	1,8	4
<b>4. Systém rychlého zastavení bóru</b>						
23	290	275	15,8	13,2	0,86	40
24	290	275	17,7	12,9	0,62	200
25	290	280	17,7	14,2	0,87	40
26	290	270	16,2	14,3	1,56	40
27	290	270	15,7	12,7	1	50
28	290	270	16	12,5	1,67	40
<b>5. Systémy ochrany I. okruhu před převýšením tlaku</b>						
Normální provoz						
29	350	320	15,7	15,2	0,15	130
Projektová havárie						
30	350	260	19,4	5,4	1,8	4
31	350	260	15,7	17,7	1,3	1
32	340	365	14,5	18,5	0,23	1



## 6.2 Výpočet teplotních polí

Teplotní pole jsou spočtena programem Solidworks pomocí modulu Flow simulation, který je obsáhlým nástrojem pro numerické řešení úloh souvisejících s prouděním tekutin s přenosem tepla. Umožňuje simulovat laminární i turbulentní proudění stlačitelných a nestlačitelných tekutin v ustáleném (stacionárním) nebo neustáleném stavu (nestacionární, časově závislé). Základní rovnice popisující proudění tekutin vycházejí ze zákona zachování hmotnosti, hybnosti a energie a bývají označovány jako Navier - Stokesovy rovnice. Program Solidworks využívá k řešení numerickou metodu založenou na metodě konečných objemů, při které je řešená oblast rozdělena na kontrolní objemy (buňky), které tvoří výpočetní síť. Program Solidworks využívá k vytvoření sítě prvky ve tvaru kvádru s plochami orientovanými kolmo k osám kartézského souřadného systému. To umožňuje snadnou manipulaci se sítí zvyšováním, či snižováním počtu buněk v různých oblastech. Pokud buňka obsahuje geometrickou hranici pevného tělesa, je touto hranicí rozdělena a vzniknou buňky ve tvaru obecného mnohostěnu. Hranice tělesa je aproximována plochami (obrázek 13).



Obrázek 13 Buňky na hranici s tělesem [19]

Teplo se přenáší z oblasti s vyšší teplotou do oblasti s nižší. Rozlišují se tři základní způsoby, kterými se teplo přenáší a to vedením (kondukcí), prouděním (konvekci) a sáláním (radiace).

### Přenos tepla vedením

Tento způsob se uplatňuje v tuhých látkách i tekutinách. Přenos tepla vedením je popsán Fourierovým zákonem, který říká, že hustota tepelného toku  $q$  je úměrná gradientu teploty  $t$ . Rovnice (41) bývá označována jako první Fourierův zákon. Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  parametr závislý na materiálu.

$$q = -\lambda \operatorname{grad}(t), \quad (41)$$

Druhý Fourierův zákon, rovnice (42), vyjadřuje jak se teplo šíří v čase. Kromě součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  je třeba znát také měrnou tepelnou kapacitu, vyjadřuje množství tepla potřebného k ohřevu jednoho kilogramu látky o jeden stupeň celsia) a hustotu. Tyto vlastnosti jsou zahrnuty v součiniteli teplotní vodivosti  $a$  v následující rovnici, kde  $\tau$  je čas [4].

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (42)$$

### Přenos tepla konvekcí

Tento způsob představuje přenos tepla mezi tuhou látkou a tekutinou, která ji obtéká. Tekutina zahřívá či ochlazuje obtékané pevné těleso. Zde se také uplatňuje přenos tepla vedením, ale v zanedbatelné míře při intenzivním proudění tekutiny. Konvekci lze rozdělit na přirozenou a nucenou. Přirozená konvekce je způsobena přirozeným prouděním vzduchu v gravitačním poli vlivem rozdílných hustot teplejšího a chladnějšího vzduchu. Nucená konvekce nastává v případě nuceného proudění tekutiny, která je k pohybu nucena (např. větrák). Konvekci lze vyjádřit vztahem

$$q = \alpha_T (t_s - t_f), \quad (43)$$

kde  $\alpha_T$  je součinitel přestupu tepla,  $t_s$  je teplota povrchu pevného tělesa a  $t_f$  je teplota obtékané látky.

### Přenos tepla sáláním

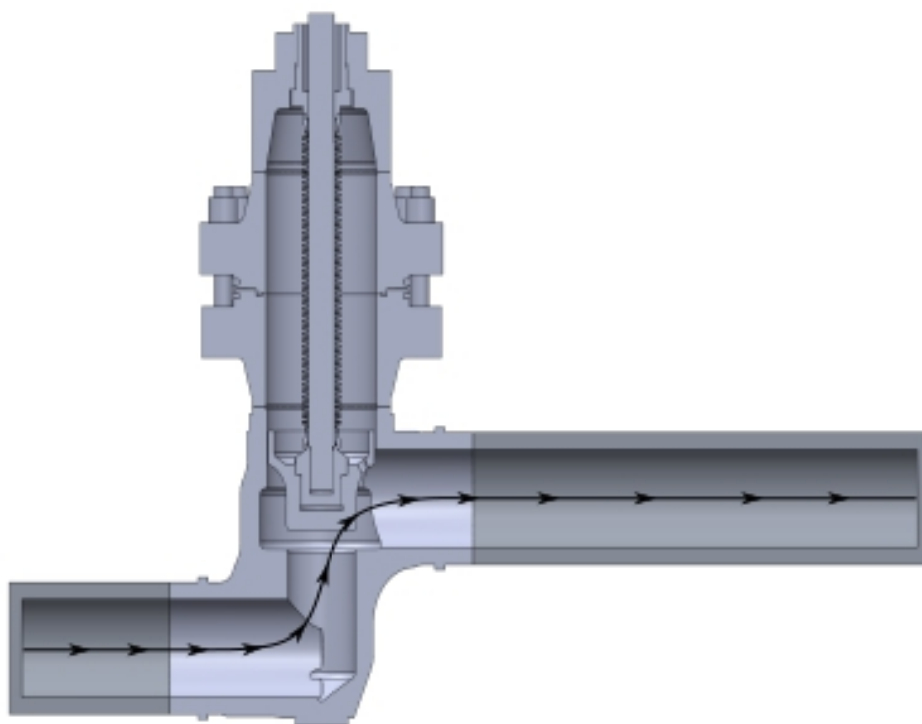
K sálání dochází vždy, když teplota látky je větší než 0 K. Teplo je vyzařováno ve formě elektromagnetických vln do, kde může být předáno jiným tělesům. Je to jediný způsob přenosu tepla, který probíhá i ve vakuu a je popsán Stefan - Boltzmannovým zákonem ve tvaru

$$q = \epsilon_T \sigma_T t_s^4, \quad (44)$$

kde  $\epsilon_T$  vyjadřuje vlastnost povrchu vyzařovat teplo. Pohybuje se v rozmezí nula až jedna, pro ideálně černé těleso je  $\epsilon_T = 1$ . Teplota povrchu je  $t_s$  a  $\sigma_T$  je Stefan - Boltzmannova konstanta.

### 6.2.1 Model pro výpočet teplotních polí

Pro výpočet byl použit geometrický model armatury, zobrazený na obrázku 14, kde je také znázorněn směr proudění pracovní látky. Stejný geometrický model je použit při následné pevnostní analýze v programu Ansys. Původní geometrie armatury byla upravena a zjednodušena tak, aby neobsahovala přesahy mezi jednotlivými komponenty. Rovněž byla zjednodušena odstraněním zkosení a zaoblení v oblastech, které nejsou cílem vyhodnocování a jejichž vliv lze zanedbat. Pro vytvoření sítě byly použity jen ty části, které uzavírají objem, ve kterém proudí pracovní látka a vnitřní součásti armatury (kuželka, vřeteno s vlnovcem). Ostatní části (třmen a další, viz obrázek 3) s ovládacím mechanismem nejsou v modelu zahrnuty. K armatuře byly vymodelovány potrubí představující vstup a výstup pracovního média.



*Obrázek 14 Geometrie armatury pro výpočet proudění s přenosem tepla*

Typ analýzy je externí, to znamená, že tekutina proudí uvnitř armatury a zároveň z vnějšku (okolní prostředí je tvořené vzduchem). Armatura je ochlazována vzduchem přirozenou konvekcí, proto je nutné do výpočtu zahrnout efekt gravitace. Dále je použit turbulentní model  $k-\epsilon$ , který je nejběžněji používaným modelem pro simulaci turbulentního chování tekutiny a je dostupný v programu Solidworks. K přenosu tepla dochází konvekcí a kondukcí, vliv sálání není do modelu zahrnut.

Při vytváření výpočetního modelu se s výhodou využívá symetrie. Tu lze použít v případě, kdy geometrie má rovinu symetrie a očekávané výsledné proudění je rovněž

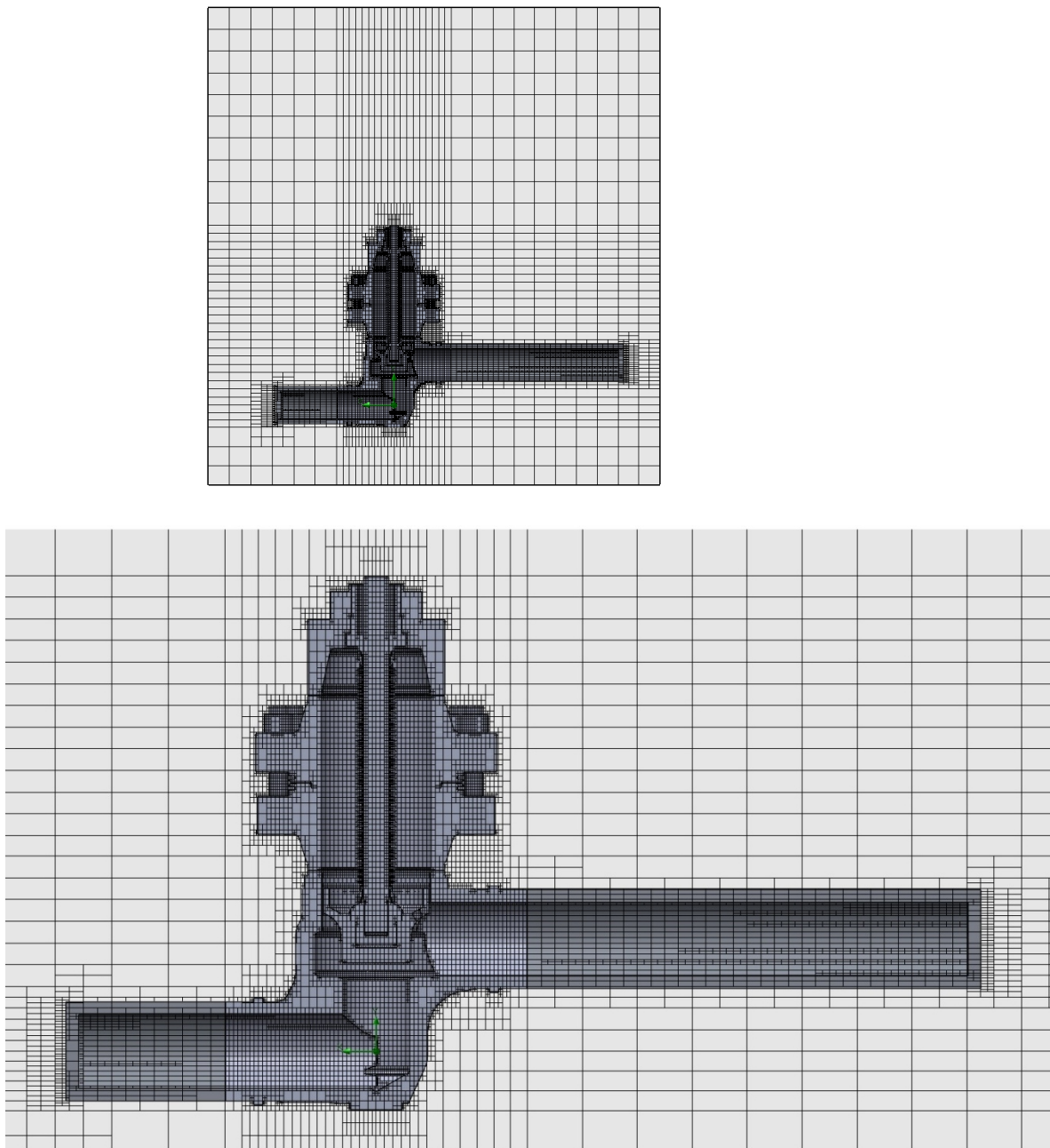
symetrické. Jelikož armatura je symetrická a počáteční a okrajové podmínky rovněž, lze předpokládat symetrické proudění armaturou. Využití symetrie přináší výhodu v tom, že není potřeba modelovat celé těleso, ale pouze polovinu. Počet buněk sítě je tedy poloviční a redukuje se výrazně nároky na výpočetní techniku a čas. Aplikování symetrické okrajové podmínky v rovině symetrie zajišťuje, že touto rovinou nedochází k přesunu tepla ani tekutiny a normálové gradienty všech proměnných (tlak, teplota) jsou nulové.

Počty buněk sítě jsou uvedeny v následující tabulce.

*Tabulka 7 Počet buněk sítě*

	Počet buněk
Pevné těleso	24724
Tekutina	49561
Buňky tvořící hranici (těleso/tekutina)	54102
Celkem	128387

Vytvořená síť je zobrazena na obrázku 15 společně s řezem armatury (řez armatury zároveň představuje rovinu symetrie ve výpočetním modelu).



*Obrázek 15 Výpočetní síť pro proudění s přenosem tepla*

### **6.2.2 Okrajové a počáteční podmínky**

Pro získání teplotních polí bylo potřeba provést 16 stacionárních (steady state) a 32 nestacionárních (transientních) výpočtů pro 32 změn parametrů pracovní látky uvedených v tabulce 6. Steady state analýzy odpovídají různým počátečním teplotám a tlakům pracovní látky. Výsledky získané pomocí steady state analýz slouží jako počáteční podmínky pro transientní analýzy.

Materiály jednotlivých dílů jsou popsány v kapitole 3.1. Pro vnitřní díly (kuželka, vřeteno, vlnovec) je uvažován materiál 12 020. Materiálové vlastnosti pro pracovní

látku (voda) a okolní vzduch jsou definované v databázi programu Solidworks, která obsahuje nejběžněji používané tekutiny [19].

Počáteční podmínky okolního vzduch jsou 20 °C při tlaku 0,1 MPa a nulové rychlosti. Pro pracovní látku jsou použité okrajové a počáteční podmínky následující:

### Steady state analýza

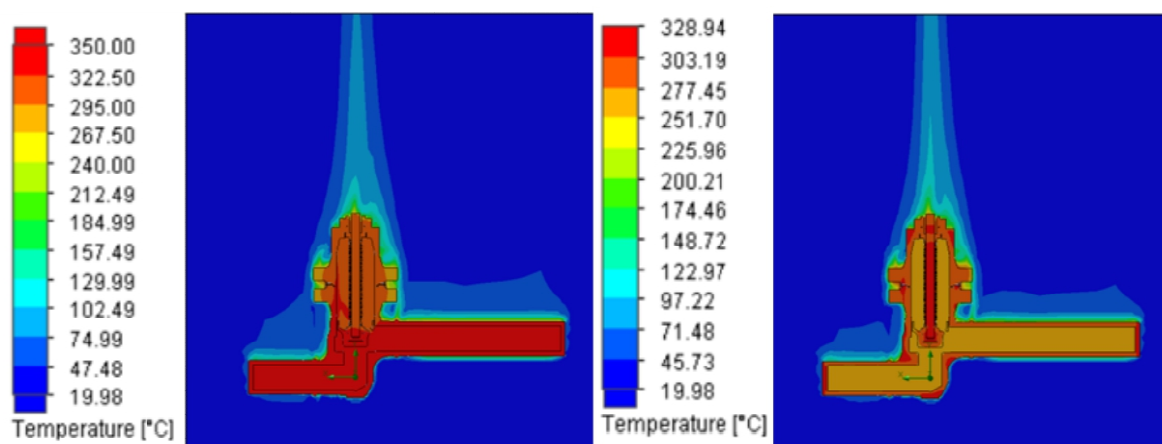
- Vstup pracovní látky - statický tlak a teplota odpovídající počátečním hodnotám v tabulce 6.
- Výstup pracovní látky - rychlost 5 m/s.

### Transientní analýza

- Počáteční podmínky - jsou určeny příslušnou steady state analýzou.
- Vstup pracovní látky - časová závislost statického tlaku a teploty (definované počáteční a koncovou hodnotou).
- Výstup pracovní látky - rychlost 5 m/s.

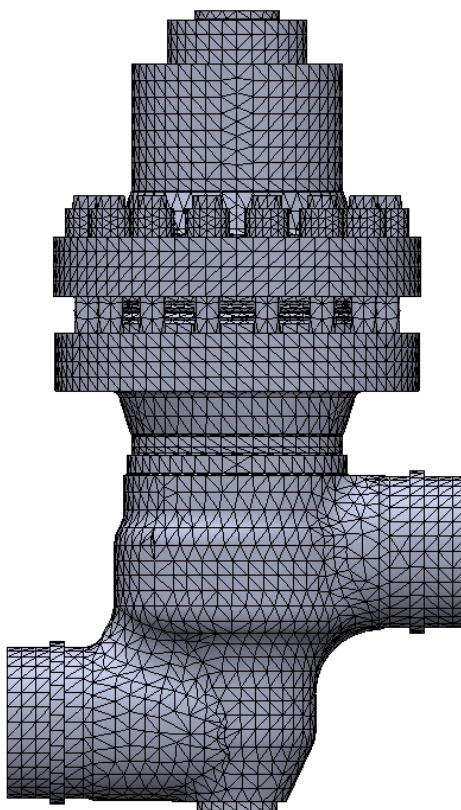
Čas, pro který je transientní analýza řešena, je stanoven na základě rychlosti změny teploty pracovní látky [°C/s], viz tabulka 6, a spočte se jako rozdíl počáteční a konečné teploty vydělený rychlostí s jakou se teplota mění. Řešení probíhá po časových krocích. Pro každou transientní analýzu bylo nastaveno 300 časových kroků, avšak v některých případech bylo potřeba časový krok zmenšit.

Teplotní pole lze zobrazit graficky. Pro řádek č. 1 v tabulce 6 je teplotní pole zobrazeno na následujícím obrázku. Na obrázku jsou vidět výsledné teploty pro steady state analýzu (vlevo), kdy teplota pracovní látky je 350 °C. Vpravo je teplotní pole v koncovém čase transientní analýzy, kdy teplota pracovní látky klesla na 270 °C.



Obrázek 16 Teplotní pole. Vlevo – ustálený stav (350 °C), vpravo - navazující transientní analýza (270 °C)

Teplotní pole armatury byly exportovány pomocí vytvořené sítě zobrazené na obrázku 17. Každému uzlu sítě o souřadnicích  $x$ ,  $y$ ,  $z$  odpovídá teplota podle steady state, nebo transientní analýzy. Teplotní pole pro všechny steady state a transientní analýzy jsou uloženy v textovém souboru, který je možné použít pro výpočet napětí s uvažováním vlivu teplotní roztažnosti v programu Ansys.



*Obrázek 17 Sít' armatury pro exportování teplot*

### **6.3 Výpočet napětí**

K výpočtu napětí byl použit program Ansys, který využívá metodu konečných prvků. Tato numerická metoda je nejrozšířenější pro simulaci průběhu napětí a deformací. Jedná se o numerickou metodu založenou na diskretizaci řešené oblasti na elementy (konečné prvky), jejichž chování lze poměrně snadno popsat. Zjišťovanými parametry jsou posuvy uzlů jednotlivých prvků sítě, dále poměrné deformace a napětí. Metodou konečných prvků lze řešit stacionární i nestacionární úlohy. Výpočetní modely je možné dále rozdělit na lineární a nelineární. Lineární úloha představuje zjednodušení za účelem snadnějšího řešení, klade méně nároků na znalosti, hardware a výpočetní čas. Nelinearity jsou geometrické (velké posuvy a deformace), materiálové (chování materiálu nelze popsat Hookovým zákonem) nebo strukturální (kontakt těles).

Armatura je kromě mechanického zatížení (síly, momenty) vystavena také teplotnímu namáhání. V průběhu života dochází ke změnám teploty pracovní látky. Rozdílné teploty

a zamezení volné teplotní roztažnosti vede ke vzniku napětí v materiálu. Při změně teploty dojde ke změně délky tělesa, která je vyjádřena rovnicí

$$\Delta L = \alpha \Delta T L \rightarrow \epsilon = \alpha \Delta t, \quad (45)$$

kde  $\Delta L$  je změna délky,  $\Delta T$  je změna teploty,  $L$  je počáteční délka,  $\epsilon$  je poměrná deformace a  $\alpha$  je součinitel teplotní roztažnosti, který je materiálovou vlastností a obecně je závislý na teplotě. V případě, že se teplota nemění o více než sto stupňů, lze jej považovat za konstantní s dostatečnou přesností. Celková deformace tělesa je pro lineární materiál dána superpozicí deformace od napětí a deformace od teplotní roztažnosti. Vliv teplotní roztažnosti lze v Hookově zákoně pro trojosou napjatost vyjádřit následujícími rovnicemi.

$$\epsilon_x = \alpha \Delta t + \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]. \quad (46)$$

$$\epsilon_y = \alpha \Delta t + \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)]. \quad (47)$$

$$\epsilon_z = \alpha \Delta t + \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]. \quad (48)$$

$E$  je modul pružnosti v tahu,  $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_y$ ,  $\epsilon_z$  jsou poměrné podélné deformace a  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  jsou normálová napětí,  $\mu$  je Poissonovo číslo.

V metodě konečných prvků je vliv teplotní roztažnosti respektován zavedením ekvivalentních uzlových sil, které mají stejný účinek jako při volné teplotní roztažnosti [5].

### 6.3.1 Model pro výpočet napětí

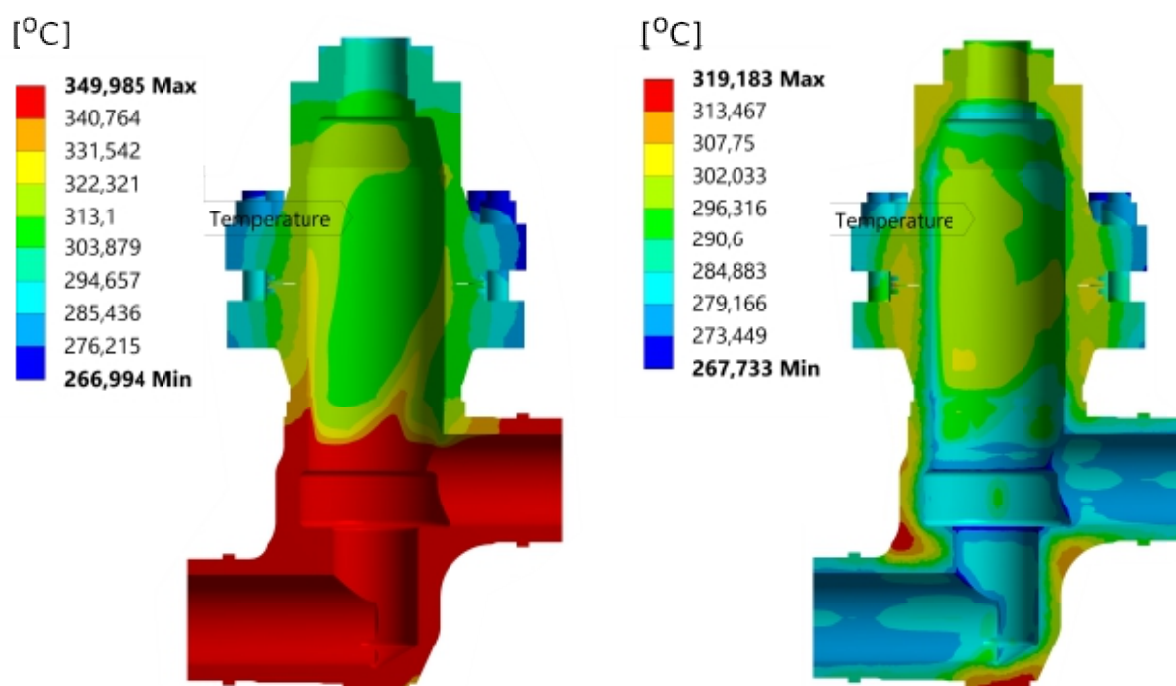
Opět je využita symetrie, takže je vytvořena síť pouze poloviny armatury. Při výpočtu byly použity lineární izotropní materiálové modely. Materiálové vlastnosti jsou teplotně závislé a jsou uvedeny v kapitole 3.1. Poissonovo číslo je 0,3. Vnitřní součásti armatury jsou z modelu odstraněny a v kritických místech byla geometrie upravena tak, aby bylo možné vytvořit elementy pomocí funkce Sweep (tažení) a docílit tak kvalitnější sítě.

Byly použity dva typy kontaktů. Kontakt typu Bonded, který vytvoří pevné spojení mezi dvěma součástmi, je použit pro šroubové spojení. Třecí kontakt umožňuje vzájemný pohyb



dvou ploch s vlivem tření a je použit pro spojení horní příruby s dolní a pro spojení obou přírub s grafitovým těsněním (součinitel tření je 0,1).

Teplotní pole z programu Solidworks tvoří data, která jsou do modelu importovaná jako externí zatížení. Teploty v uzlech jsou dány buď teplotou nejbližšího bodu z externího souboru, nebo lze využít různých interpolačních metod, které počítají teplotu v daném uzlu na základě teplot určitého počtu nejbližších externích bodů. Byla použita nejjednodušší metoda, která je zároveň nejrychlejší, tedy na základě nejbližšího bodu. Na obrázku 18 jsou vidět teploty armatury. Vlevo je ustálený stav při teplotě pracovní látky 350 °C, vpravo je stav v okamžiku, kdy pracovní látka byla ochlazená na 270 °C při rychlosti ochlazování 0,4 °C/s (viz první řádek tabulky 6).

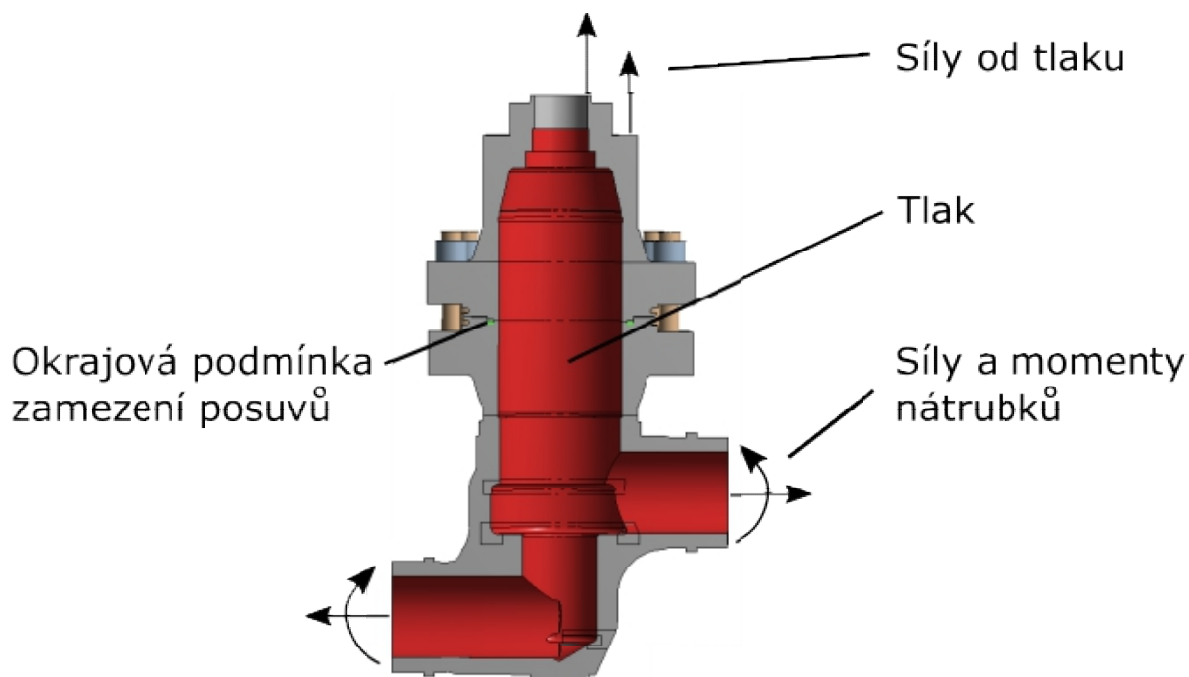


Obrázek 18 Rozložení teplot při změně parametrů pracovní látky, počáteční stav vlevo, koncový stav po schlazení vpravo

### 6.3.2 Okrajové podmínky

Nátrubky armatury jsou zatíženy osovými silami a momenty, jejichž hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5 a jsou zobrazeny na obrázku 19 spolu s dalšími okrajovými podmínkami. Hodnoty sil jsou poloviční s ohledem na symetrii úlohy. Dále je aplikován tlak (hodnoty jsou v tabulce 6), který působí na vnitřní plochy armatury, které jsou v kontaktu s pracovní látkou. Odstraněním vnitřních součástí je armatura neuzavřena. Proto jsou na horní plochy armatury zavedeny síly, které odpovídají působícímu tlaku, stejně tak byly k osovým silám nátrubků přičteny příspěvky tlakových sil. Předpětí ve šroubech bylo zavedeno pomocí funkce Bolt preload o hodnotě 55 kN. V rovině symetrie jsou symetrické okrajové podmínky (normálové posuvy jsou nulové). V provozu je armatura uchycena

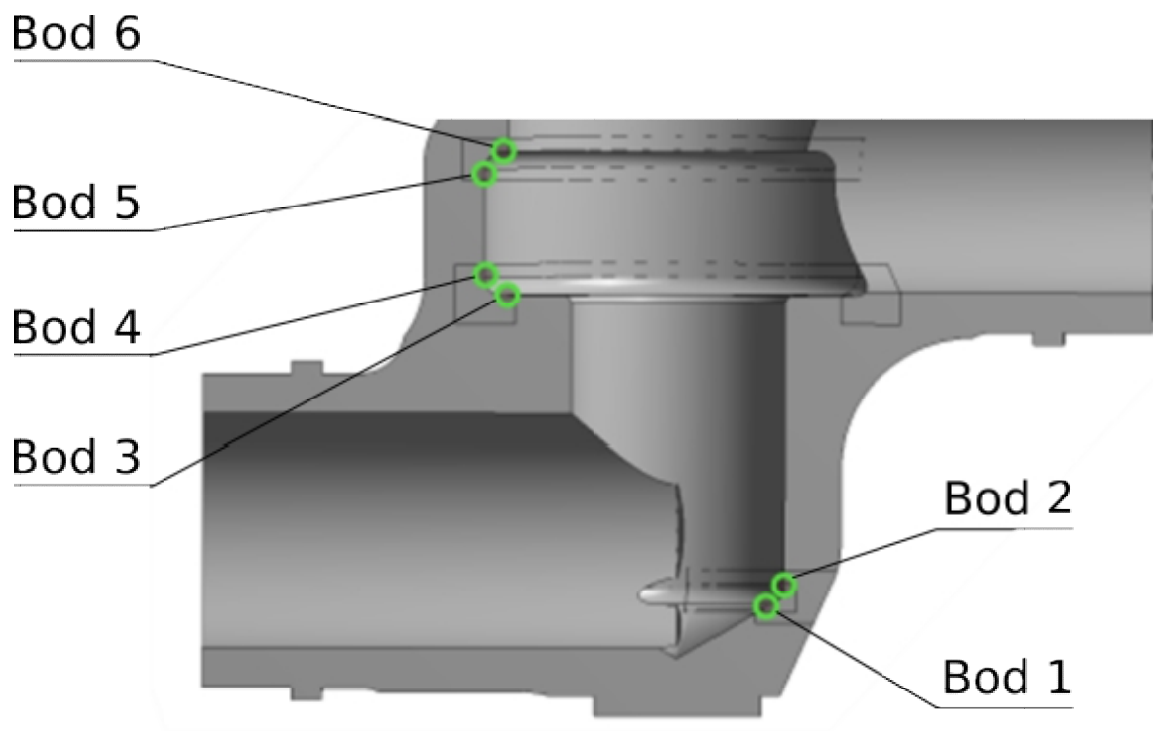
svažením nátrubků k potrubí. Protože na nátrubky působí síly a momenty, byla armatura uchycena pomocí spodní plochy grafitového těsnění mezi přírubami. Je dostatečně vzdálená od vyhodnocovaného spodního tělesa a neovlivní jeho výslednou napjatost.



*Obrázek 19 Okrajové podmínky a zatížení armatury*

### **6.3.3 Síť konečných prvků**

Síť je tvořena převážně šestistěnnými elementy. Kvalita sítě může ovlivnit výsledky analýzy. Proto byl vliv sítě na výsledná napětí zkoumán ve vybraných bodech. Armatura byla zatížena tlakem, body byly vybrány v oblastech maximální koncentrace napětí (vnitřní zaoblené plochy armatury). Byl proveden výpočet pro různé nastavení velikosti elementů. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 8.

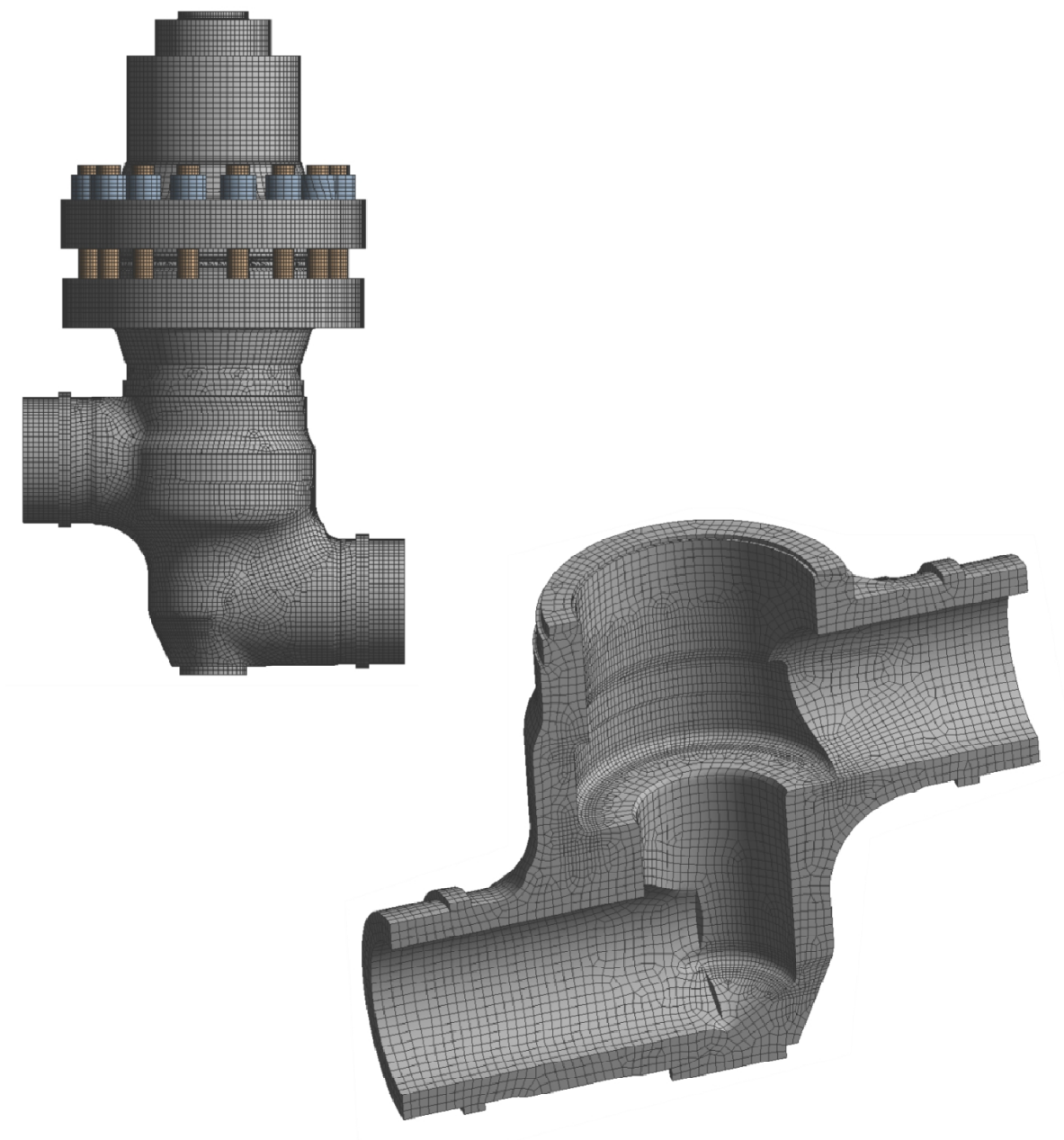


Obrázek 20 Vybrané body pro analýzu vlivu sítě na výsledné napětí

Tabulka 8 Napětí ve vybraných bodech pro různé sítě

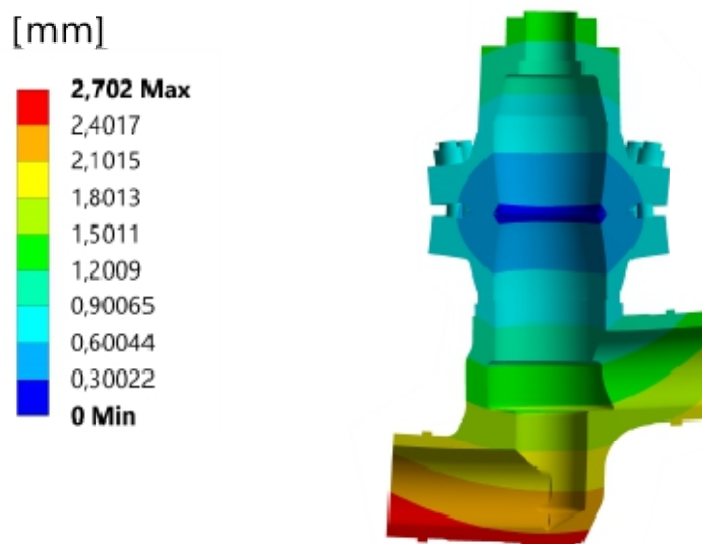
Číslo sítě	Počet uzlů	Počet elementů	Redukované napětí ve vybraných bodech [MPa]					
			Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4	Bod 5	Bod 6
1	355546	88759	44,8	91,7	67,1	122,7	74,9	77,3
2	445602	116317	41,2	84,8	63,8	115,6	72,7	77,4
3	659861	178850	38,9	83,3	61,9	116,2	72,9	77,2
4	852993	228358	38,9	83,3	61,9	116,2	72,9	77,3
5	1135445	300192	38,9	83,3	61,9	116,2	72,9	77,3

Z tabulky je vidět, že od sítě č. 3 se hodnoty napětí mění nevýrazně. Síť č. 3 je použita pro další výpočty a je zobrazena na následujícím obrázku.

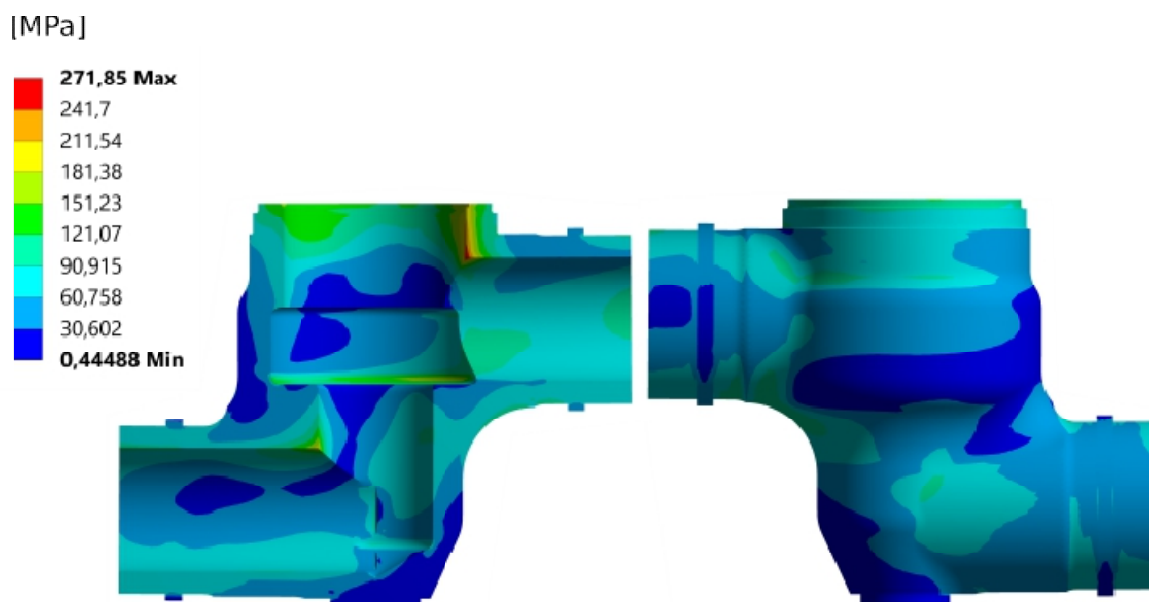


*Obrázek 21 Síť konečných prvků*

Výsledkem pevnostní analýzy jsou napětí pro 64 zátěžných stavů podle tabulky 6. Na obrázku 22 a 23 je zobrazena deformace armatury a redukované napětí spodního tělesa pro teplotu pracovní látky 350 °C a tlak 15,7 MPa.



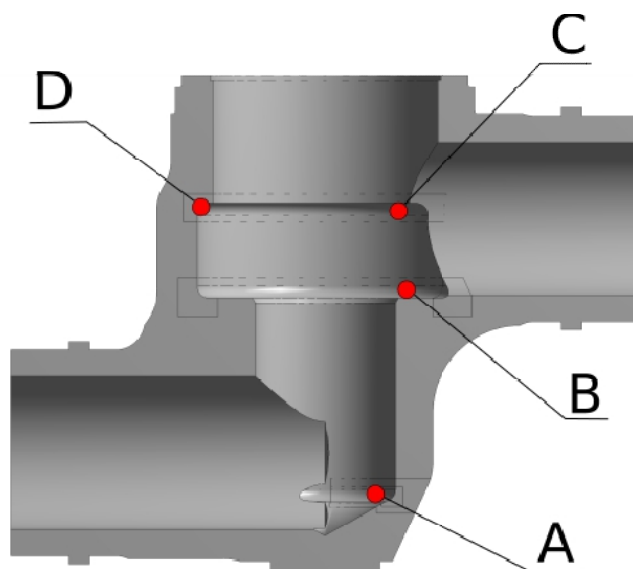
Obrázek 22 Deformace armatury



Obrázek 23 Redukované napětí (Guest) části armatury

## 6.4 Výpočet poškození

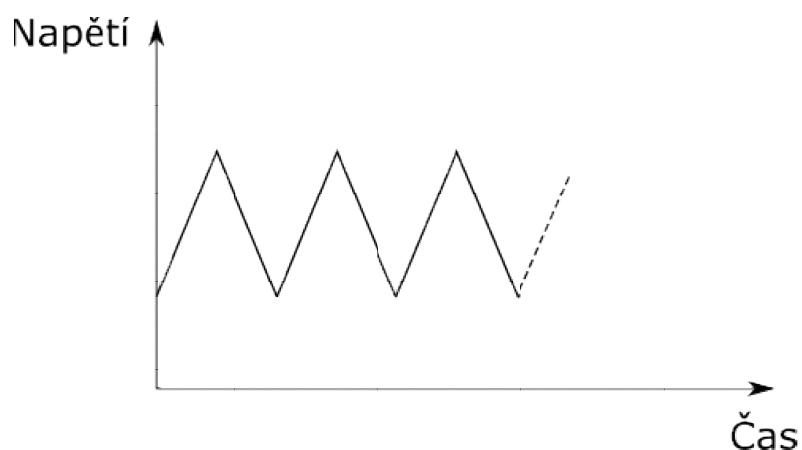
Na tělese armatury byly vybrána místa, pro které se stanoví hodnota kumulovaného poškození podle postupu [15]. Vyhodnocují se místa s nejvyšším napětím. Ta jsou v oblastech tvarových změn, zaoblení apod. Napětí dosahuje nejvyšších hodnot právě v oblastech zaoblení na vnitřní straně armatury. Vyhodnocovaná místa s nejvyšší koncentrací napětí jsou zobrazena na obrázku 24.



Obrázek 24 Vyhodnocovaná místa

V místech A až D byly z programu Ansys získány hodnoty šesti složek napětí ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  a  $\tau_{xz}$ ) pro všechny zátěžné stavy, ze kterých se počítá hodnota kumulovaného poškození podle postupu uvedeného v kapitole 5. K výpočtu byl použit program Python s knihovnou příkazů Numpy. Byly využity dva přístupy řešení.

V prvním přístupu se pro jednotlivé cykly (viz tabulka 6), které spadají do pěti provozních režimů, určí hodnota poškození. Celkové kumulované poškození se určí podle lineární Minerovy hypotézy tak, že se sečtou dílčí poškození z jednotlivých cyklů daného provozního režimu. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 9. Při tomto postupu je tedy zátěžný blok dán cyklem, který je charakterizován minimální a maximální hodnotou napětí a opakuje se  $n$ -krát (viz obrázek 25).

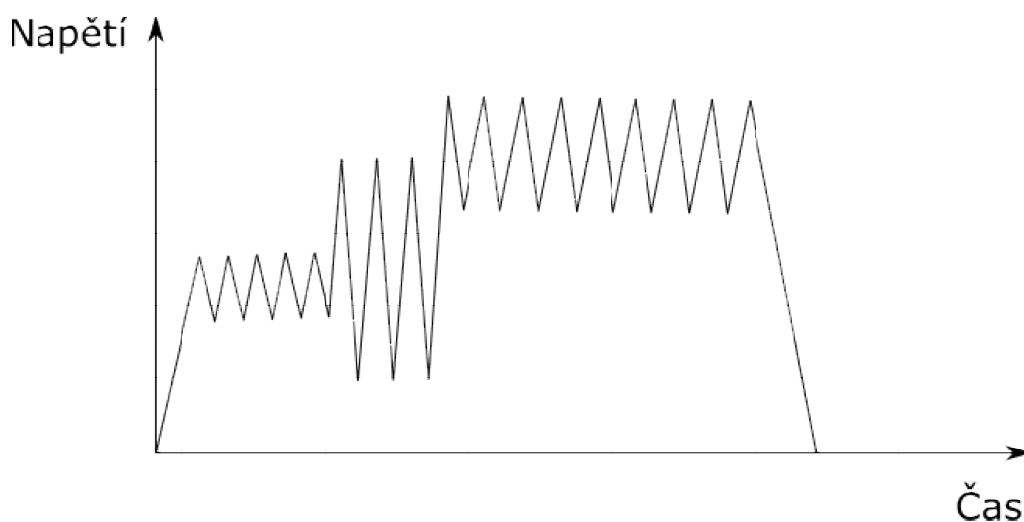


Obrázek 25 Blok zátěžných stavů

Tabulka 9 Celkové poškození stanovené z dílčích poškození pro jednotlivé cykly

Provozní režim	Místo			
	A	B	C	D
1	4,6E-2	3,0E-2	4,9E-2	4,4E-2
2	6,1E-4	4,2E-5	6,7E-3	2,2E-4
3	2,7E-2	6,8E-3	2,6E-2	1,3E-2
4	4,1E-5	4,1E-5	4,1E-5	4,1E-5
5	3,2E-4	1,4E-4	3,8E-4	1,8E-4

Při druhém přístupu byly cykly uspořádány do jednoho bloku v pořadí, v jakém jsou uváděny v tabulce 6 (znázorněno na obrázku 26). Do bloku byl přidán počáteční a koncový zátěžný stav, který představuje nulovou napjatost při teplotě 20 °C. Při této metodě se respektuje historie zatěžování, což se projeví při výpočtu fiktivních napětí a tedy i ve výsledném poškození. Z bloku se jednotlivé cykly získají dekompozicí metodou stékajícího deště. Byla použita 4 bodová varianta, která je popsána v [3]. Výsledné poškození pro tento přístup je uvedené v tabulce 10.



Obrázek 26 Blokové uspořádání cyklů

Tabulka 10 Celkové poškození stanovené pro blokové uspořádání cyklů

Provozní režim	Místo			
	A	B	C	D
1	3,4E-2	1,9E-2	3,3E-2	4,8E-2
2	4,8E-3	1,0E-3	1,6E-2	4,6E-4
3	9,6E-2	2,8E-2	7,0E-2	2,8E-2
4	4,4E-5	8,4E-5	6,7E-5	4,1E-5
5	1,7E-3	3,0E-3	2,8E-3	1,2E-3

## 6.5 Posouzení výsledků

Pro stanovení kumulovaného poškození bylo využito dvou přístupů. V prvním bylo spočteno poškození pro každý cyklus zvlášť. Jejich součet dává výsledné poškození. V druhém přístupu byly cykly uspořádány do jednoho bloku a konzervativně uzavřeny nulovým počátečním a koncovým stavem napjatosti. Výsledky obou přístupů jsou v tabulkách 9 a 10.

Jestliže hodnota poškození je větší než jedna, pak armatura nevyhovuje předepsaným cyklům. Nejvyšší hodnota poškození je 0,096 (viz tabulka 10) a je ji dosaženo v místě A (viz obrázek 24) v provozním režimu č. 3. Z této hodnoty lze stanovit počet opakování zátěžného bloku, než bude překročena limitní hodnota 1. Zátěžný blok lze aplikovat na armaturu celkem 10×. Armatura tedy vyhověla předepsaným cyklům.

Srovnáním obou přístupů je možné pozorovat značné rozdíly v hodnotách poškození, v některých případech i řádové. Toto má dvě příčiny. První je, že v případě sestaveného bloku je respektováno pořadí zátěžných stavů, což se projeví ve výpočtu tím, že se uplatňuje proměnná plocha plasticity využitím kinematického pravidla zpevnění. Druhou příčinou je, že do celkového poškození jsou započteny i cykly, případně půlcykly, které při prvním přístupu nelze zahrnout. Tyto cykly navíc jsou výsledkem dekompozice posloupnosti zátěžných stavů pomocí metody stékajícího deště. V případě poškození v místě B, v provozním režimu č. 2, se poškození liší o dva řády, protože se vyskytl navíc půlcyklus, který vznikl mezi nejnížší a nejvyšší hodnotou napětí v bloku a jeho příspěvek k celkovému poškození přibližně odpovídá rozdílu mezi oběma přístupy. Další významný vliv může mít také přítomnost nulových stavů, které způsobí rovněž přítomnost cyklů s vyšší hodnotou amplitudy napětí a tedy i vyšší poškození.

Z výsledků plyne, že při hodnocení únavy by se mělo vycházet ze zátěžných bloků, které co možná nejlépe vystihují skutečné provozní podmínky. Analyzovaný blok (viz obrázek 26) rozhodně neodpovídá tomu jak je reálně armatura zatěžována, ale spíše laboratornímu testování jednotlivých cyklů, avšak dá se očekávat, že hodnota poškození se bude více blížit skutečnému stavu.

Dále je třeba poznamenat, že do celkového poškození nejsou započteny další stavy, které se za život armatury můžou vyskytnout (například plánované i neplánované odstávky nebo tlakové a těsnící zkoušky).



## 7 Závěr

Diplomová práce obsahuje základní informace týkající se armatur a teorie únavy materiálu. Je zde popsána metodika hodnocení únavy podle Normativně technické dokumentace vydané Asociací strojních inženýrů, která je primárně určená pro zařízení a potrubí jaderných elektráren s reaktorem typu VVER. Praktická část se zabývá analýzou napjatosti armatury pro různé parametry pracovní látky (teplota, tlak). Teploty se pohybují do 350 °C a tlak do 20 MPa. Závěrečná část práce je věnována výpočtu únavového poškození tělesa armatury.

Armatura je během života podrobena cyklům, při kterých se mění teplota a tlak pracovní látky. Zároveň dochází ke změnám sil a momentů, které působí na nátrubky připojené k potrubí. Počty cyklů těchto změn, které armatura musí vydržet během svého provozu, jsou převzaty z normy NP-068-05 [14]. Byla spočtena napjatost armatury pro celkem 64 zátěžných stavů, k čemuž bylo využito dvou programů. Teplotní pole byly vypočteny pomocí programu Solidworks a následně byl využit program Ansys pro výpočet napětí.

Výpočet poškození byl proveden pomocí programu Python s knihovnou příkazů Numpy. Při výpočtu byly aplikovány dva přístupy. V prvním bylo stanoveno poškození pro každý cyklus zvlášť. Součet poškození z jednotlivých cyklů představuje výslednou hodnotu. Při druhém přístupu byly cykly uspořádány do jednoho zátěžného bloku. Výsledky obou přístupů jsou v tabulkách 7 a 8. Nejvyšší spočtené poškození je 0,096. To znamená, že armatura vyhovuje zadaným cyklům.

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval konzultantovi Ing. Jiřímu Kupkovi za ochotu, trpělivost a pomoc při řešení problémů. Poděkování patří také Ing. Václavu Kubínovi a všem lidem firmy Arako spol. s.r.o., kteří umožnili vznik této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu práce, Ing. Martin Fusek, Ph.D., za cenné rady, ochotu a čas strávený při konzultacích. Poděkování patří také mé rodině a přátelům za podporu.

## Seznam použité literatury

- [1] GUREVIČ, David Fajfušev, I. Ch. CHAJKIN a V. V. ŠIRJAJEV. *Armatury jaderných elektráren: (technická příručka)*. Praha: Ústřední informační středisko pro jaderný program, 1986.
- [2] HALAMA, Radim a kol. *Pružnost a pevnost - interaktivní* [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: [http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost\\_a\\_pevnost.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_a_pevnost.pdf)
- [3] LEE, Yung-Li. *Fatigue testing and analysis: theory and practice*. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, c2005.
- [4] MACHÁČKOVÁ, Adéla a Radim KOCICH. *Sdílení tepla a proudění* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2018-03-18]. ISBN 978-80-248-2576-2.
- [5] MURAKAMI, Y. *Theory of elasticity and stress concentration*. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2017. ISBN 9781119274094.
- [6] PAVLOK, Bohuslav, Sylva DRÁBKOVÁ a Jana RAUTOVÁ. *Potrubní systémy a armatury: studijní opora*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2518-2.
- [7] PIŠTORA, Vladislav a Miroslav ŠVRČEK. *Methodology of Fatigue Assessment of WWER Components* [online]. 2016 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: [https://www.iaea.org/NuclearPower/Downloadable/Meetings/2016/2016-07-06-07-08-NPES/07\\_-\\_Pistora\\_Methodology\\_Fatigue\\_WWER.pdf](https://www.iaea.org/NuclearPower/Downloadable/Meetings/2016/2016-07-06-07-08-NPES/07_-_Pistora_Methodology_Fatigue_WWER.pdf)
- [8] SEDLÁK, Josef a Radim HALAMA. *Teorie plasticity: Základy inkrementální teorie plasticity* [online]. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity\\_Zaklady-inkrementalni-teorie-plasticity.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity_Zaklady-inkrementalni-teorie-plasticity.pdf)
- [9] SEDLÁK, Josef a Radim HALAMA. *Teorie plasticity: Experimentální poznatky - Teoretický základ* [online]. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity\\_Experimentalni-poznatky.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity_Experimentalni-poznatky.pdf)
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] ŠVRČEK, Miroslav. *SPOLEHLIVOST REAKTORU VVER 1000 S OHLEDEM NA POŠKOZENÍ VLIVEM NÍZKOCYKLOVÉ ÚNAVY*. Plzeň, 2016. Disertace. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd. Vedoucí práce Vladimír Zeman.
- [12] VEJVODA, Stanislav. *Programový systém States 5.1: Metodika hodnocení konstrukcí*

*na únavu při opakovaném zatěžování*. Brno, 1996.

- [13] ČSN 41 2020. *Ocel 12 020*. 1988.
- [14] NP-068-05. *Potrubní armatury pro jaderné elektrárny: Všeobecné technické podmínky*. Moskva, 2005.
- [15] NTD ASI-III-Z-5/01-R05. *Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER: Sekce III*. Praha, Brno: Asociace strojních inženýrů, 2001.
- [16] *MSC.Fatigue User's Guide* [online]. MSCsoftware [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9240>
- [17] PNAE G 7-002-86. *Pravidla pevnostních výpočtů pro zařízení a potrubí jaderných elektráren*. Moskva, 1987.
- [18] Rainflow Counting Technical Background. *Efatigue* [online]. [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/variable/background/rainflow.html>
- [19] *Technical Reference: Solidworks Flow Simulation 2015*. Dassault Systemes, 2015.
- [20] Značky ocelí. *Metalmax* [online]. 2005 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: <http://www.metalmax.cz/>

## **Příloha A**

CD nosič

Obsahuje:

- Výsledky pevnostní analýzy – složka obsahuje soubor teplotních polí armatury, soubory napětí ve vyhodnocovaných místech, souřadnice vyhodnocovaných míst.
- Výpočet poškození – složka obsahuje Python soubory pro výpočet kumulovaného poškození oběma přístupy.